



**Уральский
федеральный
университет**

имени первого Президента
России Б. Н. Ельцина

**Уральский
энергетический
институт**

И. Ю. ГОРЮНОВА

И. Д. ЛАРИОНОВ

РЕГЕНЕРАТОРЫ ГТУ

Учебно-методическое пособие

Министерство образования и науки Российской Федерации
Уральский федеральный университет
имени первого Президента России Б. Н. Ельцина

И. Ю. Горюнова, И. Д. Ларионов

РЕГЕНЕРАТОРЫ ГТУ

Учебно-методическое пособие

Рекомендовано методическим советом
Уральского федерального университета
для студентов вуза,
обучающихся по направлению подготовки
13.03.03 и 13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

Екатеринбург
Издательство Уральского университета
2017

УДК 621.438:62-681(075.8)
ББК 31.363.3я73+31.391.9-51я73
Г71

Рецензенты:

проф., д-р техн. наук *В. К. Тян* (завкафедрой «Трубопроводный транспорт» нефтетехнологического факультета Самарского государственного университета);
проф., д-р техн. наук *А. М. Пармонов* (Омский государственный технический университет).

Научный редактор доц., канд. техн. наук *Т. А. Недошивина*

Горюнова, И. Ю.

Г71 Регенераторы ГТУ : учебно-методическое пособие / И. Ю. Горюнова, И. Д. Ларионов — Екатеринбург : Изд.-во Урал. ун-та, 2017. — 80 с.

ISBN 978-5-7996-2259-6

В данном пособии изложены теоретические и практические аспекты расчета, анализ работы и проектирование регенераторов газотурбинных установок. Рассматриваются вопросы, связанные с конструкцией и эксплуатацией регенераторов. Представлены примеры расчетов.

Можно использовать для курсового проектирования по дисциплине «Камеры сгорания и теплообменники ГТУ».

Библиогр.: 16 назв. Рис. 16. Табл. 4.

УДК 621.438:62-681(075.8)
ББК 31.363.3я73+31.391.9-51я73

ISBN 978-5-7996-2259-6

© Уральский федеральный
университет, 2017

1. Назначение регенераторов в схеме газотурбинной установки

Одним из показателей совершенства газотурбинной установки (ГТУ) является эффективный коэффициент полезного действия (КПД) установки η_e , являющийся отношением полученной в установке энергии к энергии топлива, использованного в камере сгорания. Повысить эффективность цикла ГТУ можно путем увеличения степени повышения давления в компрессоре π_k . Однако следует помнить, что, во-первых, работа цикла с возрастанием π_k переходит через максимум, а во-вторых, увеличивается температура за камерой сгорания, что приводит к снижению прочности деталей проточной части турбины.

Также КПД простого цикла растет с увеличением температуры перед турбиной. Однако эффективность повышения температуры падает с ее ростом, а также снижает прочность деталей турбины.

Дальнейшего повышения эффективности ГТУ можно добиться только путем использования сложных схем. Усложнение схемы связано с включением в нее дополнительных теплообменников и камер сгорания, что не только усложняет конструкцию ГТУ, но и влияет на характеристики и конструкцию газовой турбины и компрессора.

В настоящее время наиболее распространенной из всех сложных схем является схема с регенератором. При работе по простому циклу температура уходящих газов значительна и бесполезно теряется большое количество теплоты. В регенеративном цикле часть теряемой теплоты может быть возвращена в цикл путем ее передачи от выхлопных газов воздуху, сжатому в компрессоре. Введение в цикл регенерации позволяет повысить КПД установки без роста начальной температуры перед турбиной и снизить расход топлива.

Эффективность работы регенератора оценивается коэффициентом регенерации r . Если учесть, что расходы теплоносителей и их теплоем-

кости близки по значению и пренебречь небольшим различием между ними, то r можно выразить следующим образом:

$$r = \frac{t_{2\text{возд}} - t_{1\text{возд}}}{t_{1г} - t_{1\text{возд}}},$$

где $t_{1\text{возд}}$ и $t_{2\text{возд}}$ — температуры воздуха на входе в генератор и выходе из него соответственно; $t_{1г}$ — температура выхлопных газов;

В общем случае r изменяется от 0 до 1. В реальных ГТУ степень регенерации изменяется в пределах 0,65–0,85. Увеличение степени регенерации также усиливает влияние роста температуры перед турбиной. Кроме того, при увеличении степени регенерации снижается значение оптимальной π_k , что в свою очередь увеличивает удельную полезную работу цикла. Таким образом, при фиксированной мощности снижается расход рабочего тела и размеры проточной части, а при фиксированном расходе рабочего тела возрастает мощность ГТУ. Снижение оптимальной степени повышения давления уменьшает число ступеней компрессора, следовательно, уменьшается масса и размеры всех элементов компрессора. Снижается также температура воздуха за компрессором, что приводит к ослаблению требований к материалам последних ступеней компрессора и улучшает охлаждающие свойства воздуха.

Степень регенерации связана с поверхностью теплообмена регенератора следующей зависимостью

$$F = \frac{G_{\text{возд}} c_{p,\text{возд}}}{K} \frac{r}{1-r},$$

где $G_{\text{возд}}$ — расход воздуха в ГТУ; $c_{p,\text{возд}}$ — теплоемкость воздуха; K — коэффициент теплопередачи.

С ростом степени регенерации величина поверхности теплообмена возрастает не линейно, а значительно быстрее. Это объясняется уменьшением среднего температурного напора с ростом r . Чем глубже регенерация, тем большая поверхность требуется для передачи 1 кДж теплоты. Поэтому степень регенерации имеет ограниченную величину, определяемую технико-экономическим анализом.

Кроме того, регенерация имеет еще ряд недостатков: усложнение конструкции ГТУ, ухудшение динамики, увеличение металлоемкости. Особенно следует обратить внимание на увеличение гидравличе-

ского сопротивления тракта ГТУ за счет появления дополнительных воздухопроводов между ГТУ, регенератором и камерой сгорания, газохода выхлопного тракта, а также воздушного и газового трактов самого регенератора. Дополнительные гидравлические потери могут составлять от 3 до 7 %. Эти потери могут существенно снизить КПД установки. Но с ростом температуры перед турбиной это влияние ослабевает.

Кроме ухудшения показателей ГТУ из-за роста гидравлического сопротивления тракта, регенератор может негативно влиять на ее работу за счет появления утечек циклового воздуха через неплотности тракта высокого давления на сторону низкого давления и далее в дымовую трубу. Указанные неплотности возникают в основном вследствие развития термоусталостных трещин в сочетании с газовой коррозией, что особенно характерно для пластинчатых конструкций регенераторов.

Влияние наличия регенератора в цикле и схеме ГТУ на показатели эффективности ее работы чрезвычайно многофакторно и противоречиво. В настоящее время модернизация ГТУ простого цикла с переводом их на регенеративный цикл рассматривается как один из перспективных методов повышения эффективности ГТУ.

Окончательное решение о необходимости применения регенерации и об оптимальной величине регенерации принимается только на основе широкого технико-экономического анализа проекта ГТУ. При этом важно знать, к какому типу — стационарная или транспортная, энергетическая или приводная, для базовой или пиковой нагрузки — относится данная ГТУ.

2. Обзор конструкций регенераторов ГТУ

Известны два типа конструкций регенераторов: пластинчатые и трубчатые.

Примером пластинчатого регенератора является регенератор ГТУ ГТК-10-4 НЗЛ, состоящий из двух секций (левой и правой — по ходу газов), симметрично размещенных относительно ГТУ и включенных в схему ГТУ параллельно по газам и воздуху [9]. Общий вид одной из них (левой) представлен на рис. 2.1 [1]. Характер течения теплоносителей показан на рис. 2.2. Технические характеристики секции регенератора ГТУ приведены ниже:

Расход воздуха, кг/с	42,95
Расход газов, кг/с	43,1
Температура воздуха на входе, °С	197
Температура воздуха на выходе, °С	417
Температура газов на входе, °С	499
Температура газов на выходе, °С	280
Давление воздуха, кгс/см ²	4,6
Давление газов, кгс/см ²	1,05
Гидравлические потери по воздуху, %	2,17
Гидравлические потери по газам, %	3,81
Суммарные гидравлические потери, %	5,98
Степень регенерации	0,73
Теплопроизводительность, кВт	10062
Коэффициент теплопередачи, Вт/(м ² ·°С)	120,6
Температурный напор, °С	81,5
Поверхность теплообмена, м	1024
Размеры подводящего патрубка по газам, мм	1796×4720
Размеры отводящего патрубка по газам, мм	1772×4720
Диаметр патрубков по воздуху, мм	800
Масса, кг	16045
Удельная масса кг/м ²	15,7
Высота, мм	6678
Ширина (поперек хода газов), мм	3080

Длина (по ходу газов), мм	1932
Высотная отметка оси патрубков по газам, мм	3405
Высотная отметка оси патрубка подвода воздуха, мм	6260
Расстояние между патрубками по воздуху, мм	5722
Высотная отметка площадок опорных лап, мм	2450

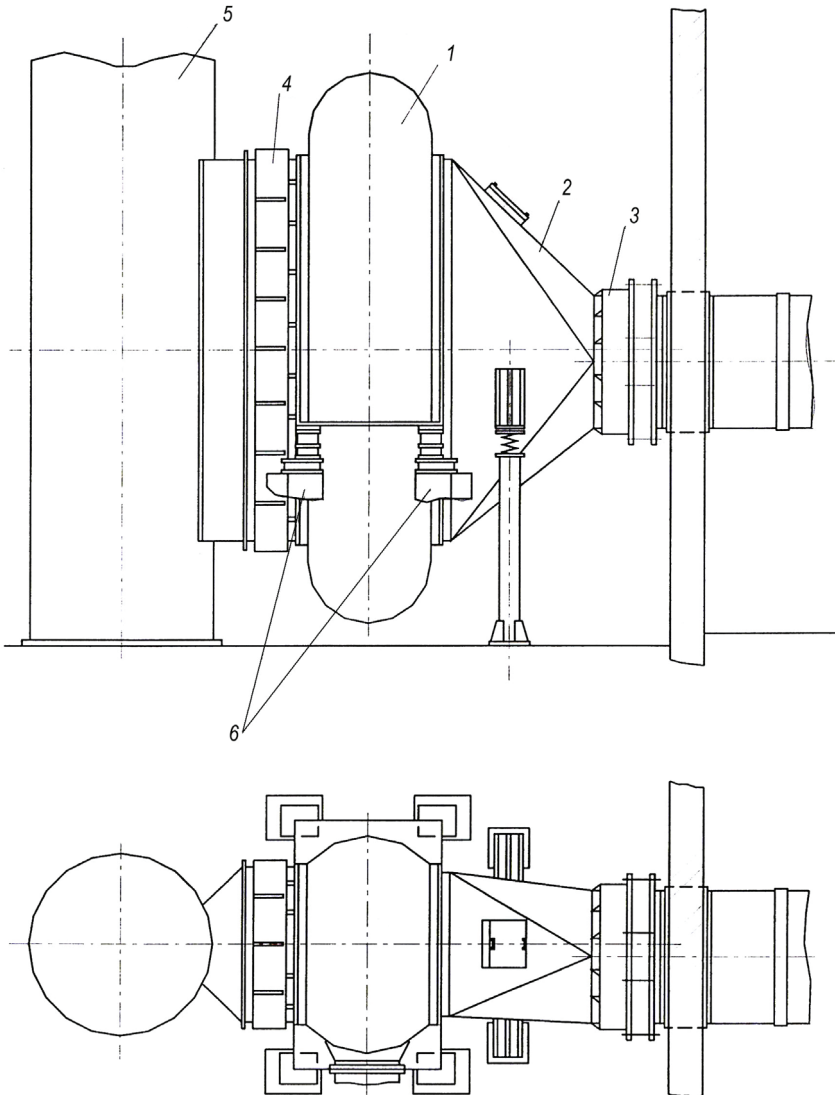


Рис. 2.1. Компонентная схема течения теплоносителей
в пластинчатом регенераторе НЗЛ:

1 — регенератор; 2 — диффузор; 3 — линзовый компенсатор; 4 — блок водяного утилизо-
ра; 5 — выхлопная труба; 6 — опоры регенератора

Основа конструкции — два блока по три теплообменных матрицы, составленных из профильных листов (рис. 2.2, в) и образующих с корпусом сварную неразборную конструкцию. Блоки матриц разделены воздушораспределительной камерой.

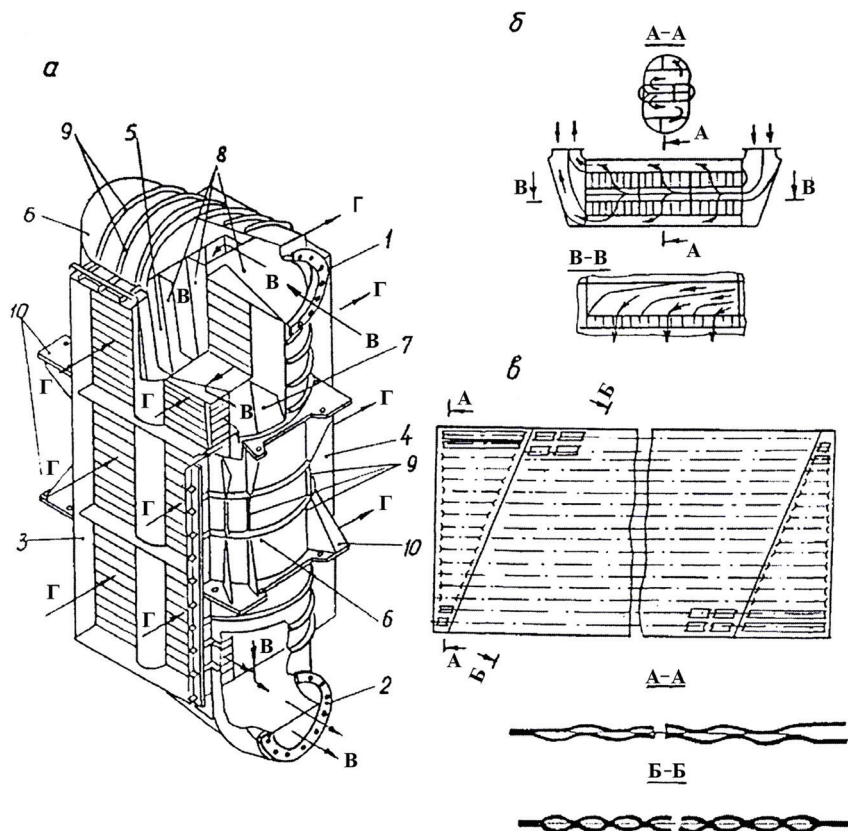


Рис. 2.2. Схема течения теплоносителей в пластинчатом регенераторе НЗЛ [1]:
 а — общий вид (1, 2 — фланцы патрубков подвода и отвода воздуха; 3, 4 — патрубки подвода и отвода греющих газов; 5 — воздушораспределительная камера; 6 — воздухоподающий корпус; 7 — воздухоотборная камера; 8 — направляющие пластины (лопатки); 9 — ребра жесткости; 10 — опорные лапы; В — потоки воздуха; Г — потоки греющих газов); б — ход воздуха в регенераторе (А-А — переход воздуха и матриц в воздухоотборные камеры; В-В — распределение воздуха по матрицам); в — профильные листы теплообменной матрицы (А-А — сечение входного и выходного сегментов матрицы; Б-Б — сечение по противоточным каналам газов и воздуха)

Газы от турбины подводятся к регенератору по круглому газоходу диаметром 1700 мм, заканчивающемуся перед регенератором переходным патрубком с переходом на прямоугольный входной патрубок ре-

генератора. Далее поток газов раздваивается для входа в блоки теплообменных матриц. На выходе регенератора по газам устанавливается блок водяных утилизаторов, затем по переходному патрубку газы отводятся в выхлопную трубу.

Воздух от компрессора подводится по круглому воздухопроводу в верхний патрубок диаметром 800 мм, а далее по профилированному коробу в вертикальную воздухораспределительную камеру. Внутри камеры имеется система направляющих пластин (лопаток, рис. 1.2, б), образующих распределительные каналы для подвода воздуха во входные сегменты теплообменных матриц. Направляющие пластины обеспечивают безвихревое движение воздуха и исключают образование застойных зон, что уменьшает гидравлические потери. Нагретый воздух из выходных сегментов блоков матриц поступает через две вертикальные воздухосборные камеры (правую и левую) к круглому выходному (нижнему) патрубку диаметром 800 мм. Причем от левой камеры к патрубку идет специальный профилированный короб.

Выштамповки на соседних профильных листах образуют две системы параллельных каналов вдоль большей стороны листов для прохода газов и воздуха. Одновременно выштамповки турбулизируют потоки, чем повышают теплопередачу. Газы в матрицы подводятся с меньшей стороны листов и проходят через матрицы без поворота. Воздух входит и выходит через подводящий и отводящий сегменты, образованные на концах листов за счет специальной формы каналов. В этих сегментах воздух поворачивает с поперечного направления движения на продольное — на входе и обратным образом — на выходе. Подводящие сегменты размещены в матрицах со стороны выхода газов, что создает практически полный противоток теплоносителей, повышающий температурный напор в регенераторе.

В конструкции секции имеются две симметричные системы опорных лап, что позволяет получить правую секцию из левой путем конструктивного «поворота» вокруг горизонтальной оси. При этом необходима перекомпоновка внутренних направляющих пластин для сохранения положения подводящего и отводящего патрубков воздуха, противотока газов и воздуха внутри регенератора и т. д. Такое конструкторское решение обеспечивает практически полную унификацию деталей правой и левой секций регенератора. На корпусе регенератора, выполненном из листов, имеется система ребер, повышающих его жесткость. Люки-лазы для доступа к теплообменным матрицам выпол-

нены на переходных патрубках газохода. Корпус регенератора покрывается теплоизоляцией, покрытой для защиты от атмосферных воздействий листовой обшивкой.

Материал основного элемента теплообменных матриц — профильных листов — нержавеющая сталь 1X18H9T, толщина листов 1 мм [9]. Из такого же материала изготовлен и ряд других деталей регенератора.

Для пластинчатых регенераторов характерен ряд недостатков. Достаточно сложная технология изготовления — необходимо формировать крупные металлические листы с большим количеством профильных канавок и гофров, а затем при сборке пакетов обеспечивать высокое качество (герметичность) большого числа сварных швов. Такие требования можно реализовать только при использовании высокопластичного и не склонного к трещинообразованию при сварке материала. Профильные листы подвергаются воздействию перепада давления между сжатым воздухом и газами, а также термических напряжений (особенно при теплосменах), что ведет к их короблению и образованию трещин, то есть потери герметичности воздушного тракта регенератора. Простые и надежные методы ремонта пластинчатых регенераторов не выработаны, при этом отключение неисправных элементов, как это делается в трубчатых теплообменниках глушением поврежденных труб, невозможно. Качественная чистка каналов между пластинами также практически невозможна.

На рис. 2.3 представлена схема трубчатого регенератора фирмы GEA (Германия) [12], послужившего прототипом для многих аналогичных устройств. Вот ряд характерных черт этой конструкции, с которыми связаны ее достоинства и недостатки:

- схема течения теплоносителей — однократный ход по газам и многократный перекрестный ход по воздуху (при общем противотоке), что при числе ходов более 4 позволяет получить предельно высокий температурный напор для заданной входной разницы температур теплоносителей;
- выхлопные газы движутся в трубах, а это при большом объеме расходе газов требует большой площади проходного сечения, то есть большого числа труб и большой площади трубной доски, то есть большого диаметра корпуса;
- использованные теплообменные трубы достаточно большого типоразмера (25 мм) имеют большую жесткость и вибростойкость, однако требуют увеличения площади трубной доски;

- применение прямых гладких труб облегчает их очистку от возможных отложений сажи и окалины на внутренней (газовой) стороне, чистка воздушной стороны затруднительна;
- прямой, без каких-либо поворотов, ход газов по трубам снижает гидравлические потери газового тракта; воздух движется в межтрубном пространстве, то есть его высокое давление воздействует на корпус, что требует увеличения толщины стенки корпуса;
- для организации ходов по воздуху применена система внутренних перегородок типа диск-кольцо, что в сочетании с осевым подводом обоих теплоносителей обеспечивает благоприятную симметричность температурных полей в трубном пучке и на корпусе, а также симметричность силовых нагрузок; отметим, что при такой системе перегородок и таком характере подвода воздуха число перегородок может быть только четным, что не всегда оптимально в отношении выбора скорости воздуха в межтрубном пространстве;
- наличие в перегородке-кольце отверстия для прохода воздуха дополнительно увеличивает площадь трубных досок и наружный диаметр регенератора;
- для обеспечения прочности трубных досок большого диаметра, находящихся под действием разницы давлений воздух-газы и ослабленных центральным отверстием, необходимо увеличение их толщины и (или) вовлечение в восприятие этой нагрузки труб, тем самым дополнительно будут нагружены зоны их крепления в трубных досках;
- с целью повысить прочность и герметичность соединения концов теплообменных труб с трубными досками применена (по-видимому, в дополнение к вальцовке) их обварка на наружных от трубного пучка сторонах трубных досок, что требует использования специальной сварочной технологии и ее автоматизации для повышения стабильности качества сварных швов при большом числе труб;
- центры отверстий в трубных досках под теплообменные трубы размещены по равностороннему треугольнику, что обеспечивает размещение наибольшего числа труб на трубной доске и может компенсировать увеличение межцентровых шагов при применении обварки концов труб;
- большой диаметр трубных досок может создать проблему получения крупных цельных заготовок для их изготовления, так как

не принято выполнять трубные доски составными из фрагментов из-за возможного попадания сверлений под теплообменные трубы на сварные швы;

- для соединения подводящего и отводящего воздухопроводов к центральным отверстиям трубных досок применено своеобразное решение провести их через газоподводящую и газоотводящую камеры, что создало проблему выполнения аэродинамически совершенных крутых поворотов (колен) крупных воздухопроводов в весьма ограниченном пространстве (на схеме видно, что в коленах установлены направляющие лопатки);
- размещение поворотов воздухопроводов в газоподводящей и газоотводящей камерах увеличивает гидравлические потери по газовой стороне за счет наружного обтекания воздухопроводов потоком газов, и кроме того, в газоподводящей камере возникает «затенение» части трубной доски аэродинамическим следом воздуховода;
- применение конических переходов от воздухопроводов к центральным отверстиям трубных досок сделало более плавным изменение проходных сечений в этой части воздушного тракта регенератора и уменьшило местную гидравлическую потерю;
- для компенсации разницы термических расширений корпуса и трубного пучка применен многолинзовый компенсатор, утопленный внутрь корпуса, что сохраняет наружный габарит регенератора, причем компенсатор размещен в «углу» внутрикорпусного пространства и не мешает течению воздуха;
- аппарат вертикальный, что в сочетании с возможностью размещения выхлопной трубы на верхнем фланце конической газоотводящей камеры позволяет уменьшать площадь промплощадки для размещения ГТУ;
- при вертикальной ориентации и выходе газов вверх используется самотяга как фактор, способствующий компенсации потерь давления в газовом тракте;
- вертикальная компоновка затрудняет размещение за регенератором водяных утилизаторов: наверху, на регенераторе, увеличится нагрузка на фундамент, внизу, у нулевой отметки, потребуются громоздкий поворот газохода сверху вниз;
- подвод газа — снизу, и в связи с обычно значительным размером газохода в нижней части регенератора возникает высокая газо-

подводящая камера, дополнительно подымающая центр масс аппарата, что требует наличия наряду с фундаментом высокой опорной конструкции;

- подводящие и отводящие воздухопроводы идут от регенератора к ГТУ вбок от него, кроме того, подводящий воздухопровод находится на значительной высоте, все это приводит к удлинению воздухопроводов, появлению дополнительных поворотов, тем самым увеличиваются гидравлические потери по воздушному тракту;
- опорные лапы размещены вблизи центра масс конструкции регенератора, что повышает ее устойчивость с учетом возможной ветровой нагрузки;
- для уменьшения силового воздействия газотока и воздухопроводов на регенератор между его опорными лапами и опорной конструкцией размещена система катков;
- на корпус регенератора нанесена теплоизоляция, уменьшающая тепловые потери в окружающую среду, выравнивающая температурное поле стенок, ускоряющая прогрев при пуске установки;
- люки-лазы для доступа к трубным доскам размещены на газоподводящей и газоотводящей камерах, их наличие позволяет осматривать трубный пучок, спрессовывать каждую трубу в отдельности и глушить при необходимости поврежденные трубы.

По данным фирмы GEA один из построенных ею регенераторов проработал без повреждений в составе энергетической ГТУ на тепловой электростанции в течение 20 лет при наработке около 85000 часов и 5500 пусках, требуя лишь текущего периодического контроля герметичности, что, безусловно, является отличными показателями. Такого рода регенераторы успешно применены фирмой на десятках ГТУ [16].

По близким к рассмотренной конструктивным схемам создали трубчатые регенераторы ряд зарубежных фирм и отечественных предприятий (см. таблицу на с. 15).

«Подольский машиностроительный завод» разработал серию трубчатых регенераторов для модернизации газоперекачивающих агрегатов путем замены пластинчатых на трубчатые: РВП-4600, РВП-3600-02, РВП-2400, РГУ-1800, РГУ-1800-1. Их технические характеристики приведены на с. 6, а схемно-компоновочные виды показаны на рис. 2.4 [10].

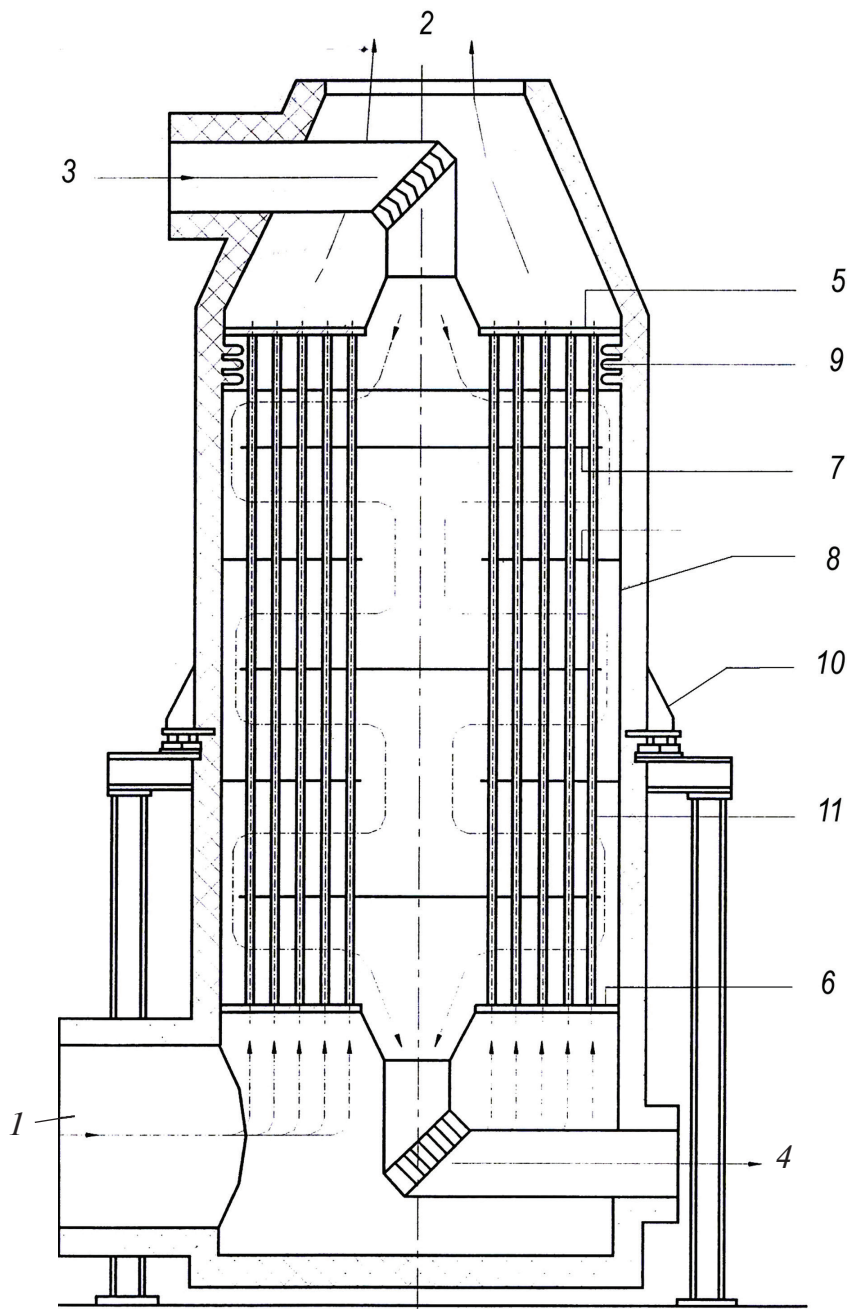


Рис. 2.3. Схема трубчатого регенератора GEA [12]:

1, 2 — вход и выход газов; 3, 4 — вход и выход воздуха; 5, 6 — верхняя и нижняя трубные доски; 7 — внутренние трубные перегородки; 8 — корпус; 9 — линзовый компенсатор; 10 — опорные лапы; 11 — опорная конструкция

Технические характеристики современных трубчатых регенераторов

Завод (фирма) — изготовитель	Подольский машиностроительный завод						НЗЛ	Nuovo Pignone
	РВП-4600	РВП-3600-02	РВП-2400	РГУ-1800	РГУ-1800-1			
Тип (марка)	РВП-4600	РВП-3600-02	РВП-2400	РГУ-1800	РГУ-1800-1		ВПТ-3740	—
Ориентация	Верти- кальный	Верти- кальный	Горизон- тальный	Горизон- тальный	Горизон- тальный		Верти- кальный	Верти- кальный
Типоразмер труб, мм	025×1	025×1	025×1	025×1	025×1		025×1	025×0,8/026×2
Интенсификация теплообмена	—	—	—	—	Накатка		—	—
Материал труб	15ХМ	15ХМ	15ХМ	15ХМ	15ХМ		—	—
Число труб, шт.	8244	6690	4224	5508	5508		5600	6214/180
Длина труб, мм	7400	7000	7000	3500	3500		9000	8507
Шаг труб, мм	32	30	31	33	33		32	34
Диаметр корпуса, мм	3532	3216	2616	3216	3216		3000	3200
Число ходов по воздуху	6	8	6	4	4		6	8
Поверхность теплообмена, м	4600	3604	2230	1447	1447		3740	4389
Степень регенерации	0,85	0,81	0,80	0,70	0,74		0,836	—
Сопротивление воздуху, %	—	2,10	—	2,36	2,58		1,96	—
Сопротивление газам, %	—	2,53	—	1,81	2,92		3,60	—
Суммарное сопротивление, %	4,0	4,63	4,0	4,17	5,50		5,56	—
Масса теплообменных труб, т	36,1	27,7	17,5	11,2	11,2		29,3	31,2
Масса регенератора, т	65	53	34	24	24		46,3	58,0
Удельная масса, кг/м	14,1	14,7	13,0	16,6	16,6		12,4	13,2

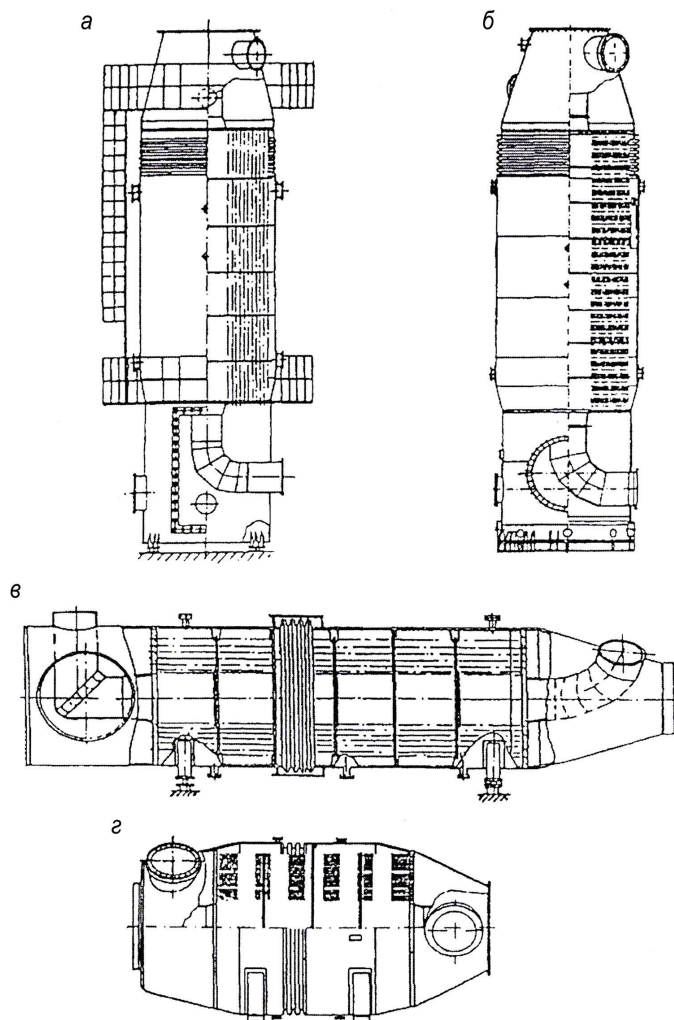


Рис. 2.4. Трубчатые регенераторы разработки
«Подольского машиностроительного завода» [10]:
а — РВП-4600; б — РВП-3600-01; в — РВП-2400; з — РГУ-1800

Видно, что эти регенераторы в основном сходны по конструктивному типу с регенератором GEA. Отметим ряд особенностей и конструктивных элементов:

- подвод газов через прямоугольный патрубок — РВП-4600, остальные через круглый патрубок;
- подвод газов сбоку — РВП-4600, РВП-3600-02, по оси — РВП-2400, РГУ-1800;

- выход газов вверх по оси — РВП-4600, РВП-3600-02, горизонтально по оси — РВП-2400, РГУ-1800; последнее позволяет легко дополнить конструкцию водяными утилизаторами;
- размещение линзового компенсатора посередине корпуса — РВП-2400, РГУ-1800;
- характер фундаментных опор: три опоры (две на горизонтальных катках, одна — вертикальный шарнир) — РВП-4600; круглый фланец с петлевым горизонтальным шарниром для фиксации при подъеме во время монтажа — РВП-3600-02; две седловые опоры — РВП-2400, РГУ-1800 (с катками по одной из них), РГУ-1800;
- перегородки-диски, закрепленные на косынках, приваренных к корпусу — РВП-2400;
- монтажные окна в перегородках, закрытые щитами, — РВП-2400;
- монтажные приспособления в виде рымов на корпусе;
- патрубки для закачки и слива жидкости при гидроиспытаниях;
- люки-лазы и площадки с лестницами (на РВП-4600) для обслуживания регенератора;
- число внутренних трубных перегородок от 4 (РГУ-1800) до 8 (РВП-3600-02).

Трубчатый регенератор ВПТ-3740 разработки НЗЛ, технические характеристики представлены на с. 15. Аппарат выполнен по схеме ГЕА. Некоторые особенности, не отмечавшиеся ранее для других регенераторов:

- шарнирные рымы-петли для строповки при монтажных работах;
- линзовые компенсаторы на участках воздухопроводов внутри газоподводящей и газоотводящей камер;
- выходящий за габарит корпуса главный линзовый компенсатор;
- приварные кольца на трубных перегородках;
- подвод газа и отвод воздуха выполнены ниже опорного кольца.

Отметим, что, несмотря на значительную абсолютную массу современных трубчатых регенераторов, по удельной массе (на единицу площади поверхности теплообмена) они сопоставимы с пластинчатыми регенераторами или даже эффективнее их (см. данные на с. 6 и таблицу на с. 15). Это — результат роста уровня расчетно-конструкторских разработок, опирающихся на новые технологии проектирования. Таким образом, с учетом того что трубчатые регенераторы имеют меньшую конструктивно-технологическую сложность и большую надежность, они перспективны для использования в новых ГТУ.

Наряду с большим числом вариантов регенераторов, выполненных по схеме ГЕА, имеются примеры разработок по другим схемам. В них реализуются попытки применить конструкции с более простой технологией изготовления или использовать научно-технический задел других отраслей промышленности, в которых разрабатывались аналогичные аппараты — это химическое машиностроение и атомное энергомашиностроение.

Трубчатый регенератор, разработанный ЗАО «ОРМА» [2, 4], представлен на рис. 2.5, схема трубного пучка показана на рис. 2.6.

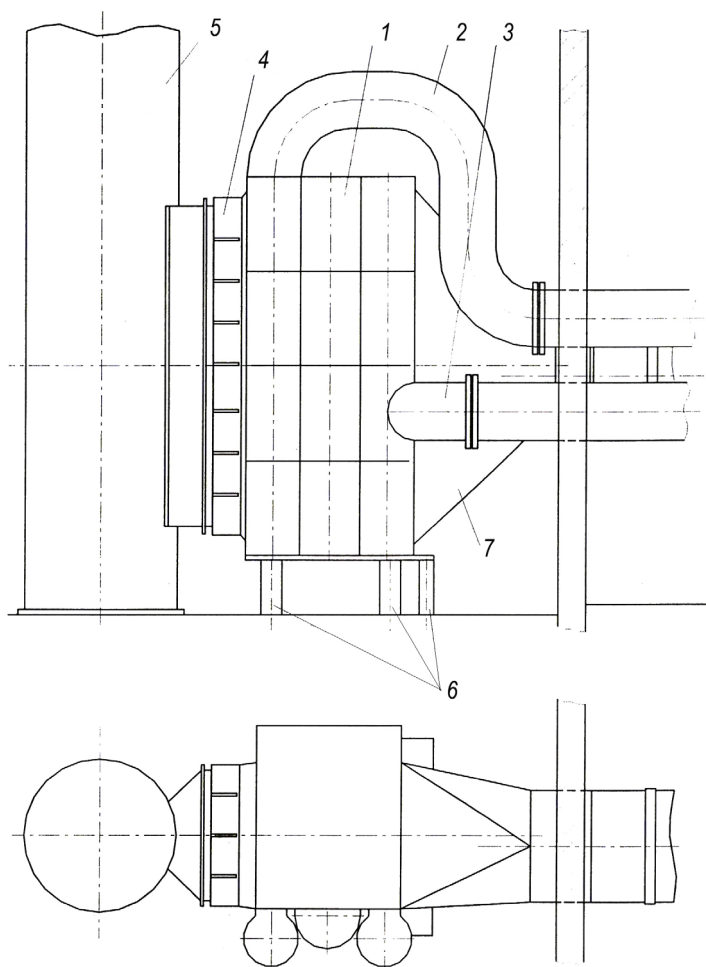


Рис. 2.5. Компоновочная схема установки регенератора «ОРМА»:

1 — регенератор; 2 — подводящий воздуховод; 3 — отводящий воздуховод; 4 — блок водяного утилизатора; 5 — выхлопная труба; 6 — опоры регенератора; 7 — диффузор

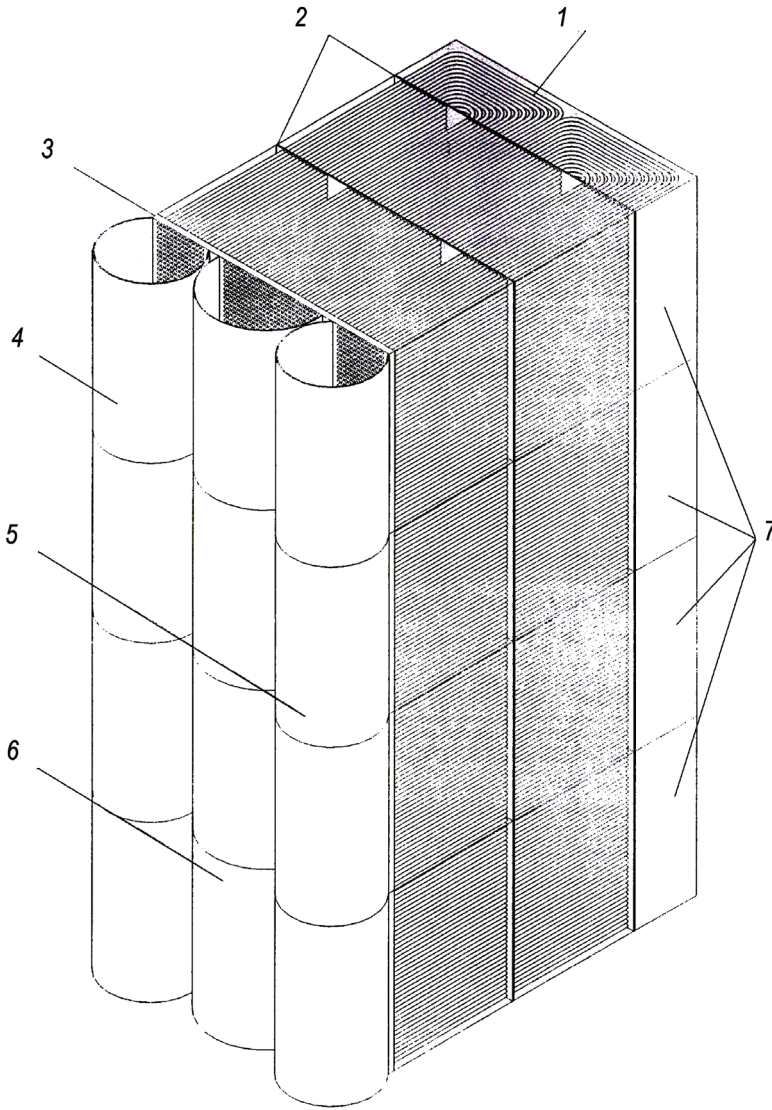


Рис. 2.6. Схема трубного пучка регенератора «ОРМА»:

1 — пучок *U*-образных труб; 2 — поперечные перегородки; 3 — трубная доска; 4 — коллектор подвода воздуха; 5 — коллектор отвода воздуха; 6 — перепускная камера; 7 — модули

Регенератор выполнен в модульном исполнении. Термоэластичность регенератора достигается за счет использования *U*-образных тонкостенных труб 1, которые формируют плотные трубные пучки. Среда высокого давления размещена внутри тонкостенных труб. Секция воздухоподогревателя набирается из типовых элементов — модулей.

Модуль выполнен из двух соединенных последовательно по воздушному тракту плотных пакетов труб. Дистанцирование труб в трубном пучке осуществлено с помощью поперечных перегородок 2. Модуль содержит также коллекторы подвода (отвода) воздуха 4, 5, перепускную камеру 6, соединяющие пакеты по воздушному тракту и покрывные стенки. Последние ограничивают его межтрубное пространство, формируя газоход модуля.

Газ подводится к регенератору с помощью прямоугольного диффузора с направляющими ребрами, что способствует равномерной его раздаче по газовому фронту регенератора. Отвод газа в дымовую трубу выполнен через короткий конфузор и водоподогреватель, использующий теплоту уходящих газов. Схема движения — четырехходовая перекрестно-противоточная, и в случае замены пластинчатого воздухоподогревателя ГТК-10-4 может быть признана оптимальной, так как по эффективности для степени регенерации до 0,7–0,73 она близка к противоточной. Эта схема использована в двух воздухоподогревателях (ВПТ-2000 и ВПТ-1400), отличающихся степенью регенерации и размерами. Снижению массы воздухоподогревателя способствует не только использование тонкостенных труб и листов обшивки корпуса, находящегося практически под атмосферным давлением, но и применение относительно тонких трубных досок 3. В целом масса секции ВПТ-1400 (степень регенерации 0,72 %) составила 22 т, что заметно ниже, чем допустимая нагрузка на сваи, установленные под регенератором. Масса типового модуля примерно 5 т; это облегчает транспортировку и не требует привлечения тяжелого подъемно-транспортного оборудования при монтаже.

3. Обзор методик теплогидравлического расчета

3.1. Обзор расчета теплообмена в трубчатых регенераторах

Согласно методике, изложенной в [5], при смешанном режиме (число Рейнольдса $Re_{ж,d} \approx 10^3 \dots 10^5$) средний коэффициент теплоотдачи определенного ряда пучка может быть найден по уравнению

$$Nu_{ж,d} = c \cdot Re_{ж,d} \cdot Pr_{ж,d}^{0,33} \cdot \left(\frac{Pr_{ж,d}}{Pr_c} \right)^{0,25} \varepsilon_i \varepsilon_s,$$

где $Nu_{ж,d}$ — число Нуссельта; c — числовая константа (для шахматных пучков $c = 0,41$, для коридорных $c = 0,26$); Re — число Рейнольдса; $Pr_{ж}$ — число Прандтля при температуре жидкости; Pr_c — число Прандтля при температуре стенки; ε_i — поправочный коэффициент, учитывающий число рядов пучка; ε_s — поправочный коэффициент, учитывающий влияние относительных шагов.

Для глубинных рядов:

- коридорного пучка:

$$\varepsilon_s = \left(\frac{s_2}{d} \right)^{-0,15};$$

- шахматного пучка:

— при $\frac{s_1}{s_2} < 2$ $\varepsilon_s = \left(\frac{s_1}{s_2} \right)^{1/6};$

— при $\frac{s_1}{s_2} \geq 2$ $\varepsilon_s = 1,12.$

В этом уравнении определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. Скорость жидкости, входящая в критерий $Re_{ж,d}$, подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка. Определяющей температурой является средняя температура жидкости (исключение составляет число Прандтля Pr_c , выбираемое по температуре стенки).

По методике, изложенной в [7], при $Re > 10^3$ средний коэффициент теплоотдачи:

- для коридорного пучка может быть определен по уравнению

$$Nu_{ж,d} = 0,22 \cdot Re_{ж,d}^{0,65} \cdot Pr_{ж,d}^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c} \right)^{0,25};$$

- для воздуха $Nu_{в,d} = 0,194 \cdot Re_{в,d}^{0,65}$.

По методике, изложенной в [15], средний коэффициент теплоотдачи для коридорного пучка определяется по формуле

$$Nu_{ж,d} = 0,177 \cdot Re_{ж,d}^{0,64} \cdot c_i,$$

где c_i — поправка на рядность.

В этих уравнениях определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. Скорость жидкости, входящая в критерий $Re_{ж,d}$, подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка. Определяющей температурой является средняя температура жидкости (исключение составляет число Прандтля Pr_c , выбираемое по температуре стенки).

Уравнение подобия [11] для расчета конвективного коэффициента теплоотдачи коридорных гладкотрубных и оребренных пучков при поперечном омывании газовым потоком имеет вид

$$\alpha_k = 0,2 \left(\frac{\lambda}{l} \right) c_z c_s \varphi^{-0,7} \cdot Re_1^n \cdot Pr^{0,33},$$

где λ — коэффициент теплопроводности теплоносителя; c_z — относительный поправочный коэффициент, который для малорядных пучков при $z < 4$ находится по графику из [11], при $z \geq 4$ $c_z = 1$; c_s — коэффициент формы пучка, при $\frac{s_2}{d} < 2$ определяется по графику из [11], при $\frac{s_2}{d} \geq 2$ $c_s = 1$; φ — коэффициент оребрения; n — опытные коэффициенты, определяются по [11]; l — условный определяющий размер, для гладкотрубных пучков $l = d$.

Пределы применяемости уравнения подобия по параметрам:

$$l = 27 \dots 178; \quad \varphi = 1 \dots 18,5; \quad \text{Re}_1 = 10^4 \dots 3,7 \cdot 10^5.$$

3.2. Обзор методик расчета гидравлических сопротивлений в трубчатых регенераторах

По методике, представленной в [5], гидравлическое сопротивление пучков труб при поперечном обтекании определяют по формуле

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho w^2}{2},$$

где $\zeta = 2 \cdot \text{Eu}$ — коэффициент сопротивления.

При этом число Эйлера Eu для коридорных пучков определяется по формулам:

- при $\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \leq 1$ $\text{Eu} = 0,265 \left(\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \right)^{2,5} \cdot z \cdot \text{Re}^m;$
- при $\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} > 1$ $\text{Eu} = 0,265 \left(\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} \right)^2 \cdot z \cdot \text{Re}^m.$

Показатель степени m в этих уравнениях может быть вычислен следующим образом:

- при $\frac{s_2}{d} \geq 1,24$ $m = 0,88 \left(\frac{\frac{s_2}{d} - 1}{\frac{s_1}{d} - 1} \right)^{0,138} - 1;$
- при $\frac{s_2}{d} < 1,24$ $m = 0,88 \left(\frac{\frac{s_2}{d}}{1,24} \right)^{0,7} \left(\frac{\frac{s_1}{d} - 1}{\frac{s_2}{d} - 1} \right)^{0,138} - 1,$

где s_1 и s_2 — поперечные и продольные шаги в коридорных пучках.

Число Эйлера в формулах имеет вид

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho w^2},$$

где Δp — гидравлическое сопротивление пучка, Па; ρ — плотность газа при средней температуре газа в пучке, кг/м³; w — средняя скорость потока в узком сечении пучка, м/с.

Указанные формулы справедливы при $6 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^4$; для коридорных пучков значение геометрического параметра должно лежать

в пределах
$$\frac{\frac{s_2}{d} - 0,8}{\frac{s_1}{d} - 1} = 0,2 \dots 6,5.$$

По методике, изложенной в [5], гидравлическое сопротивление коридорных пучков при $Re = 1 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^5$ определяется:

- при $\frac{b-0,8}{a-1} \geq 1$ как $Eu = 0,26 \left(\frac{b-0,8}{a-1} \right)^{1,5} \cdot z \cdot Re^r$;
- при $\frac{b-0,8}{a-1} \leq 1$ как $Eu = 0,26 \left(\frac{b-0,8}{a-1} \right) \cdot z \cdot Re^r$,

где b — относительный продольный шаг, $b = \frac{s_2}{d}$; a — относительный поперечный шаг, $a = \frac{s_1}{d}$; z — число рядов труб; r — показатели степени,

$$r = -0,12 \left(\frac{b-1}{a-1} \right)^{0,5}.$$

По методике, изложенной в [15], для коридорных пучков коэффициент гидравлического сопротивления определяется как

$$\zeta = (6 + 9m) \left(\frac{s_1}{d} \right)^{-0,23} \cdot Re^{-0,26},$$

где m — число рядов труб; s_1 — поперечный шаг.

По методике, изложенной в [15], для квадратного пучка при $\psi > 1,24$ коэффициент гидравлического сопротивления рассчитывается как

$$\zeta = 0,53 \left(\frac{\psi - 0,08}{\psi - 1} \right)^2 \cdot i \cdot Re^{-0,133},$$

где ψ — относительный шаг пучка; i — число рядов труб.

Во всех этих уравнениях определяющим размером является внешний диаметр трубок пучка. Скорость жидкости, входящая в критерий Re , подсчитывается по самому узкому поперечному сечению ряда пучка.

По методике, изложенной в [11], уравнение подобия для расчета гидравлического сопротивления коридорных пучков оребренных труб описывается следующим образом:

$$Eu = 0,26 z c'_z \left(\frac{s_2 - d}{s_1 - d} \right)^{0,68} \left(\frac{1}{d_s} \right)^{0,3} \cdot Re_l^{-0,08},$$

где c'_z — поправочный коэффициент на малорядность пучков; s_1 и s_2 — поперечный и продольный шаг соответственно; l — определяющий размер.

При анализе различных методик расчета теплообмена и гидравлических сопротивлений в трубчатых регенераторах выяснилось, что погрешность вычислений по разным методикам достигает 20 %.

Далее используются методики, которые дают самые низкие коэффициенты теплоотдачи и самые высокие коэффициенты гидравлического сопротивления [5].

Такой подход гарантирует компенсацию неточностей представлений о фактических условиях обтекания трубного пучка теплоносителями.

4. Свойства теплоносителей ГТУ

Для обеспечения возможности выполнения расчетов трубчатого регенератора на ЭВМ были построены аппроксимационные зависимости от температуры для основных теплофизических характеристик теплоносителей c_p , Дж/(кг·°C); λ , Вт/(м·°C);

μ , Па·с:

- теплоемкости $c_p = (0,982599 + 0,00021698t_{в.ср}) \cdot 10^3$;
- коэффициента теплопроводности $\lambda = 0,06325 \cdot e^{\frac{(t_{в.ср} - 743,0188)^2}{-615230,2}}$;
- коэффициента динамической вязкости $\mu = \left[0,162487 \cdot (6,831 \cdot 10^{16})^{\frac{1}{t}} \cdot t^{0,486874} \right] \cdot 10^{-5}$.

Зависимостью этих величин от давления пренебрегаем.

Исходные табличные данные [5], расчетные данные и относительная погрешность аппроксимации приведены в табл. 4.1–4.3.

Таблица 4.1

Теплоемкость

t , °C	$C_p^{\text{табл}}$, кДж/(кг·°C)	$C_p^{\text{расч}}$, кДж/(кг·°C)	Относительная погрешность аппроксимации, %
180	1,0210	1,0217	–0,0686
200	1,0250	1,0260	–0,0976
250	1,0400	1,0368	0,3077
300	1,0450	1,0477	–0,2584
350	1,0600	1,0585	0,1415
400	1,0680	1,0694	–0,1311
500	1,0940	1,0911	0,2651
600	1,1110	1,1128	–0,1620

Таблица 4.2

Теплопроводность

$t, ^\circ\text{C}$	$\lambda_{\text{табл}}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	$\lambda_{\text{расч}}, \text{Вт}/(\text{м}\cdot^\circ\text{C})$	Относительная погрешность аппроксимации, %
180	0,0376	0,0378	–0,532
200	0,0393	0,0392	0,254
250	0,0427	0,0426	0,234
300	0,0461	0,0460	0,217
350	0,0491	0,0492	–0,204
400	0,0521	0,0522	–0,192
500	0,0575	0,0575	0,000
600	0,0612	0,0612	0,000

Таблица 4.3

Динамическая вязкость

$t, ^\circ\text{C}$	$\mu_{\text{табл}} \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	$\mu_{\text{расч}} \cdot 10^5, \text{Па}\cdot\text{с}$	Относительная погрешность аппроксимации, %
180	2,525	2,526	–0,0396
200	2,602	2,602	0
250	2,792	2,790	0,0716
300	2,972	2,972	0
350	3,143	3,145	–0,0636
400	3,310	3,310	0
500	3,616	3,619	–0,0830
600	3,906	3,904	0,0512

Из табл. 4.1–4.3 следует, что погрешность аппроксимации удовлетворительна для технических расчетов.

Плотность ρ , $\text{кг}/\text{м}^3$, коэффициент кинематической вязкости ν , $\text{м}^2/\text{с}$, и число Прандтля Pr рассчитываются по известным зависимостям:

- плотность $\rho = \frac{\rho' \cdot 10^6}{287(t + 273)}$;
- кинематический коэффициент вязкости $\nu = \frac{\mu}{\rho}$;
- число Прандтля $Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$.

Приведенные зависимости описывают свойства воздуха, эти же зависимости использованы для расчета свойств продуктов сгорания.

5. Алгоритм поверочного расчета трубчатого регенератора

Различают два вида теплогидравлических расчетов: проектировочный и поверочный.

Проектировочный расчет — начальный этап проектирования регенератора ГТУ. Его целью является выработка значений основных конструктивных параметров: площади поверхности теплообмена и ее компоновка (для трубчатых теплообменников — число труб, их длина и т. п.), по которым на следующих стадиях проектирования будет проведена конструкторско-техническая разработка, будут выполнены прочностные расчеты, подготовка производства и другие работы по реализации аппарата. При этом подразумевается, что в соответствии с результатами ранее выполненного расчета схемы и цикла ГТУ известны основные параметры теплоносителей — воздуха и продуктов сгорания (расходы, входные температуры, давления).

При поверочном расчете считается, что компоновка теплообменного аппарата известна, то есть известны проходные сечения трактов теплоносителей и площадь поверхности теплообмена.

Далее приведен алгоритм поверочных теплового и гидравлического расчетов трубчатого регенератора, разработанного фирмой ЗАО «ОРМА» для газотурбинной установки ГТК-10-4.

5.1. Тепловой и гидравлический расчет трубчатого регенератора с коридорной компоновкой трубного пучка при работе в номинальном режиме

5.1.1. Исходные данные

Зададим параметры теплообменных труб:

- тип трубы — прямая, гладкая;
- типоразмер трубы $d_n \delta = 25 \cdot 1$;

- активная длина трубы (часть трубы, продуваемая продуктами сгорания) $L_{\text{тр}}^{\text{акт}} = 2,1$ м;
- высота секции $h = n_1 s_1 = 160 \cdot 34 = 5440$ мм;
- ширина элемента секции $a = n_2 s_2 + R_{\text{гиба}} = 13 \cdot 32 + 100 = 516$ мм
- число ходов по продуктам сгорания $Z_{\text{х.г}} = 1$;
- число ходов по воздуху $Z_{\text{х.в}} = 4$.

Параметры разбивки коридорного трубного пучка (рис. 5.1):

- наружный диаметр $d_{\text{н}} = 0,025$;
- толщина стенки трубы $\delta_{\text{тр}} = 0,001$ м;
- поперечный шаг труб $s_1 = 0,034$ м;
- продольный шаг труб $s_2 = 0,032$ м;
- температура продуктов сгорания на входе в регенератор $t'_{\text{г}} = 520$ °С;
- температура воздуха на входе в регенератор $t'_{\text{в}} = 200$ °С;
- давление продуктов сгорания на входе в регенератор $p'_{\text{г}} = 0,105$ МПа;
- давление воздуха на входе в регенератор $p'_{\text{в}} = 0,45$ МПа;
- расход продуктов сгорания $G_{\text{г}} = 41,65$ кг/с;
- расход воздуха $G_{\text{в}} = 40,25$ кг/с;
- радиусгиба труб $R_{\text{гиба}} = 0,1$ м, принимается в соответствии с [5].

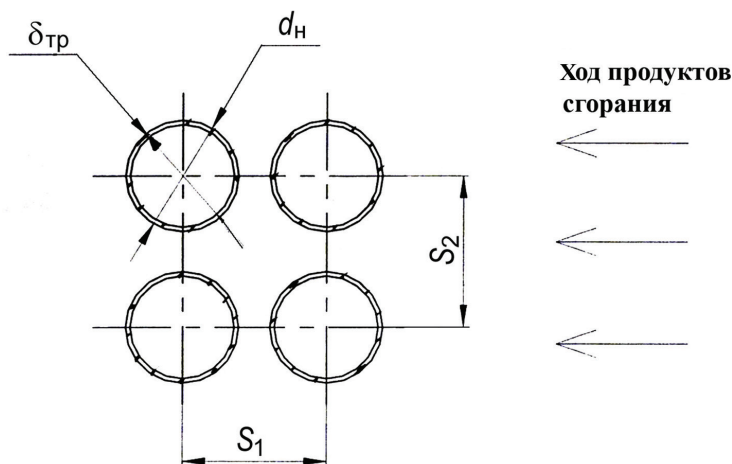


Рис. 5.1. Параметры разбивки коридорного трубного пучка

Согласно используемому алгоритму необходимо задать число ходов воздуха в регенераторе. Из практики проектирования и из анализа уже выполненных конструкций трубчатых регенераторов известно, что этот параметр составляет 2–6, причем по принятой конструктивной схеме пригодны только четные значения. Схема компоновки и характеристика теплоносителей в регенераторе представлена на рис. 5.2.

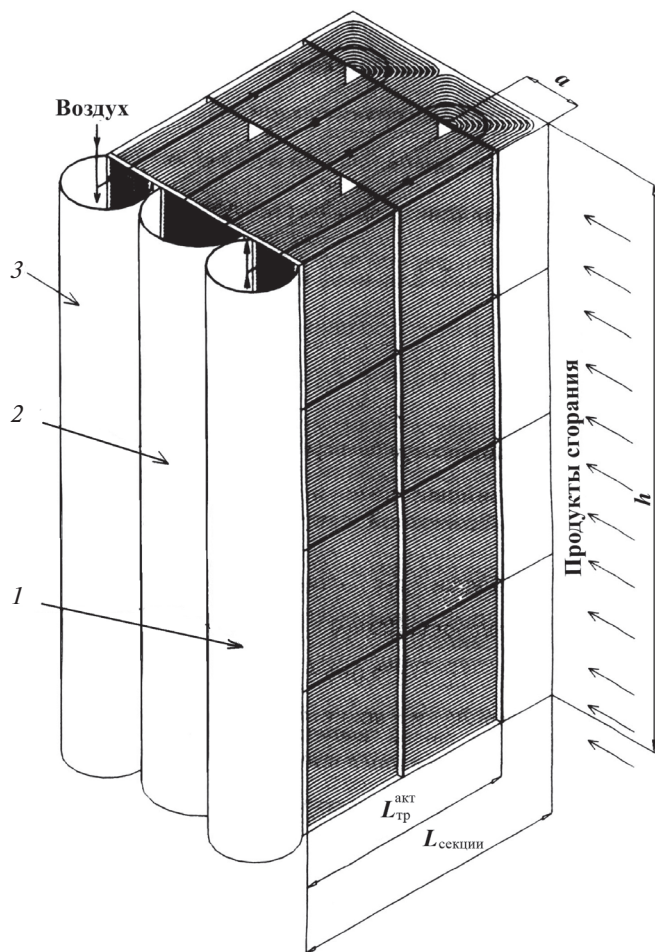


Рис. 5.2. Схема компоновки и характеристика течения теплоносителей в регенераторе:

1 — камера отвода воздуха; 2 — поворотная камера; 3 — камера подвода воздуха

В соответствии с числом ходов по воздуху $Z_{х.в}$ принимаем значение индекса противоточности $p_9 = 0,972$ (округляем до 1) [8].

5.1.2. Расчет теплофизических свойств теплоносителей

Теплофизические свойства теплоносителей определяются в зависимости от этих параметров и геометрических характеристик теплообменника.

Внутренний диаметр трубы: $d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2 \cdot r_{\text{тр}} = 25 - 2 \cdot 1 = 23 \text{ мм}$.

Относительный поперечный шаг труб: $\psi_1 = S_1 / d_{\text{н}} = 34 / 25 = 1,36$.

Относительный продольный шаг труб: $\psi_2 = S_2 / d_{\text{н}} = 32 / 25 = 1,28$.

Температура продуктов сгорания на выходе из регенератора (сначала задается, потом уточняется): $t_{\text{г}}'' = 297,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Средняя температура продуктов сгорания:

$$t_{\text{г.ср}} = \frac{t_{\text{г}}' + t_{\text{г}}''}{2} = \frac{520 + 297,5}{2} = 408,75 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура воздуха на выходе из регенератора (сначала задается, потом уточняется): $t_{\text{в}}'' = 434,58 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Средняя температура воздуха:

$$t_{\text{в.ср}} = \frac{t_{\text{в}}' + t_{\text{в}}''}{2} = \frac{200 + 434,58}{2} = 317,29 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Число труб в поперечном сечении $n_1 = 160$.

Число рядов труб, продольных по ходу газов (в одном ходу), $n_2 = 13$.

Теплофизические параметры теплоносителей определяются по эмпирическим зависимостям в соответствии со средней температурой теплоносителя.

Теплофизические параметры воздуха:

- теплоемкость воздуха:

$$\begin{aligned} c_{\text{рв}} &= (0,982599 + 0,00021698 t_{\text{в.ср}}) \cdot 10^3 = \\ &= (0,982599 + 0,00021698 \cdot 317,29) \cdot 10^3 = 1051,445 \text{ Дж/(кг} \cdot ^{\circ}\text{C)}; \end{aligned}$$

- плотность воздуха:

$$\rho_{\text{в}} = \frac{p_{\text{в}}' \cdot 10^6}{287 \cdot (t_{\text{в.ср}} + 273)} = \frac{0,45 \cdot 10^6}{287 \cdot (317,29 + 273)} = 2,6562 \text{ кг/м}^3;$$

- коэффициент теплопроводности воздуха:

$$\lambda_B = 0,06325 \cdot e^{\frac{(t_{B, \text{cp}} - 743,0188)^2}{-615230,2}} = 0,06325 \cdot e^{\frac{(317,29 - 743,0188)^2}{-615230,2}} = 0,04711 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

- динамический коэффициент вязкости воздуха:

$$\begin{aligned} \mu_B &= \left(0,162487 \cdot (6,831 \cdot 10^{16})^{\frac{1}{t_{B, \text{cp}}}} \cdot t_{B, \text{cp}}^{0,486874} \right) \cdot 10^{-5} = \\ &= \left(0,162487 \cdot (6,831 \cdot 10^{16})^{\frac{1}{317,29}} \cdot 317,29^{0,486874} \right) \cdot 10^{-5} = 0,00003 \text{ Па} \cdot \text{с}; \end{aligned}$$

- кинематический коэффициент вязкости воздуха:

$$\nu_B = \frac{\mu_B}{\rho_B} = \frac{0,00003}{2,6562} = 0,00001 \text{ м}^2/\text{с};$$

- число Прандтля воздуха:

$$\text{Pr}_B = \frac{\mu_B c_{\text{PB}}}{\lambda_B} = \frac{0,00003 \cdot 1051,445}{0,04711} = 0,6696.$$

Теплофизические параметры продуктов сгорания:

- теплоемкость продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} C_{\text{п.г}} &= (0,982599 + 0,00021698 t_{\text{г.ср}}) \cdot 10^3 = \\ &= (0,982599 + 0,00021698 \cdot 408,75) \cdot 10^3 = \\ &= 1071,29 \text{ Дж / (кг} \cdot ^\circ\text{C)}; \end{aligned}$$

- плотность продуктов сгорания:

$$\rho_{\text{г}} = \frac{p'_{\text{г}} \cdot 10^6}{288 \cdot (t_{\text{г.ср}} + 273)} = \frac{0,105 \cdot 10^6}{288 \cdot (408,75 + 273)} = 0,5348 \text{ кг/м}^3;$$

- коэффициент теплопроводности продуктов сгорания:

$$\lambda_{\text{г}} = 0,06325 \cdot e^{\frac{(t_{\text{г.ср}} - 743,0188)^2}{-615230,2}} = 0,06325 \cdot e^{\frac{(408,75 - 743,0188)^2}{-615230,2}} = 0,05275 \text{ Вт/(м} \cdot ^\circ\text{C)};$$

- динамический коэффициент вязкости продуктов сгорания:

$$\mu_B = \left[0,162487 \cdot (6,831 \cdot 10^{16})^{\frac{1}{t_{г.ср}}} \cdot t_{г.ср}^{0,486874} \right] \cdot 10^{-5} =$$

$$= \left[0,162487 \cdot (6,831 \cdot 10^{16})^{\frac{1}{408,75}} \cdot 408,75^{0,486874} \right] \cdot 10^{-5} = 0,00003 \text{ Па} \cdot \text{с};$$

- кинематический коэффициент вязкости продуктов сгорания:

$$\nu_{г} = \frac{\mu_{г}}{\rho_{г}} = \frac{0,00003}{0,5348} = 0,00006 \text{ м}^2/\text{с};$$

- число Прандтля продуктов сгорания:

$$Pr_{г} = \frac{0,00003 \cdot 1071,29}{0,05275} = 0,6093.$$

5.1.3. Тепловой расчет трубчатого регенератора

Число труб элемента секции: $n_{тр.х} = n_1 n_2 = 160 \cdot 13 = 2080$.

Суммарное проходное сечение тракта воздуха:

$$S_B = \frac{\pi d_{вн}^2 n_{тр.х}}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,023^2 \cdot 2080}{4} = 0,8637 \text{ м}^2.$$

Суммарное проходное сечение тракта продуктов сгорания:

$$S_{г} = (\psi_1 - 1) d_n n_1 L_{тр}^{акт} = (1,36 - 1) \cdot 0,025 \cdot 160 \cdot 2,10 = 3,024 \text{ м}^2.$$

Скорость течения воздуха по трубам:

$$W_B = \frac{G_B}{S_B \rho_B} = \frac{40,25}{0,8637 \cdot 2,6562} = 17,54 \text{ м/с}.$$

Скорость течения продуктов сгорания в межтрубном пространстве:

$$W_{г} = \frac{G_{г}}{S_{г} \rho_{г}} = \frac{41,65}{3,024 \cdot 0,5348} = 25,75 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для воздуха:

$$Re_B = \frac{W_B d_{вн}}{\nu_B} = \frac{17,54 \cdot 0,023}{0,00001} = 40342.$$

Число Рейнольдса для продуктов сгорания:

$$\text{Re}_r = \frac{W_r d_n}{\nu_r} = \frac{25,75 \cdot 0,025}{0,00006} = 10729.$$

Число Нуссельта для воздуха:

$$\text{Nu}_b = 0,021 \cdot \text{Re}_b^{0,8} \cdot \text{Pr}_b^{0,43} = 0,021 \cdot 40342^{0,8} \cdot 0,6696^{0,43} = 85,468.$$

Число Нуссельта для продуктов сгорания:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_r &= 0,26 \cdot \text{Re}_r^{0,65} \cdot \text{Pr}_r^{0,33} \cdot \left(\frac{s_2}{d_n} \right)^{-0,15} = \\ &= 0,26 \cdot 10729^{0,65} \cdot 0,60936^{0,33} \left(\frac{0,032}{0,025} \right)^{-0,15} = 88,674. \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи воздуха:

$$\alpha_b = \frac{\text{Nu}_b \cdot \lambda_b}{d_{\text{вн}}} = \frac{85,468 \cdot 0,04711}{0,023} = 175,06 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплоотдачи продуктов сгорания:

$$\alpha_r = \frac{\text{Nu}_r \cdot \lambda_r}{d_n} = \frac{88,674 \cdot 0,05275}{0,025} = 187,1 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Коэффициент теплопередачи регенератора:

$$k = \frac{\alpha_r \alpha_b}{\alpha_r + \alpha_b} = \frac{187,1 \cdot 175,06}{187,1 + 175,06} = 90,44 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Конечные температуры теплоносителей в регенераторе могут быть определены по алгоритму из [8].

В соответствии со схемой течения теплоносителей в регенераторе — перекрестный ток при общем противотоке и неперемешанном нагреваемом теплоносителе-воздухе, движущемся по трубам, для $Z_{x,b}$ принимаем значение индекса противоточности схемы p_9 .

Массовая расходная теплоемкость воздуха:

$$\Theta_b = G_b c_{pb} = 40,25 \cdot 1051,445 = 42320,66 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Массовая расходная теплоемкость продуктов сгорания:

$$\Theta_r = G_r c_{pr} = 41,65 \cdot 1051,29 = 44619,21 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C}).$$

В соответствии с этими величинами принимаем Θ_{\max} и Θ_{\min} :

$$\Theta_{\max} = \text{MAX}(\Theta_{\text{в}}, \Theta_{\text{г}}) = 44619,21 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C});$$

$$\Theta_{\min} = \text{MIN}(\Theta_{\text{в}}, \Theta_{\text{г}}) = 42320,66 \text{ Дж}/(\text{с} \cdot ^\circ\text{C}).$$

Затем определяем ряд вспомогательных параметров:

- вспомогательный параметр:

$$A = \frac{\Theta_{\min}}{\Theta_{\max}} = \frac{42320,66}{44619,21} = 0,9485;$$

- вспомогательный параметр:

$$A^0 = \frac{\Theta_{\text{в}}}{\Theta_{\text{г}}} = \frac{42320,66}{44619,21} = 0,9485.$$

Площадь поверхности теплообмена секции:

$$F = Z_{\text{х.в}} n_{\text{тр.х}} L_{\text{тр}}^{\text{акт}} \pi d_{\text{вн}} = 4 \cdot 2080 \cdot 2,1 \cdot 3,14 \cdot 0,023 = 1262 \text{ м}^2.$$

Вспомогательный параметр:

$$S = \frac{kF}{\Theta_{\min}} = \frac{90,44 \cdot 1262}{42320,66} = 2,697.$$

Вспомогательный параметр:

$$Z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_s A} = \sqrt{(0,9485+1)^2 - 4 \cdot 1 \cdot 0,9485} = 0,0515.$$

Коэффициент тепловой эффективности схемы теплообменника, предложенный Г. Е. Каневцом [8]:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{2 \cdot (e^{SZ_t} - 1)}{(Z_t + A + 1) \cdot e^{SZ_t} + Z_t - A - 1} = \\ &= \frac{2 \cdot (e^{2,697 \cdot 0,0515} - 1)}{(0,055 + 0,9485 + 1) \cdot e^{2,697 \cdot 0,0515} + 0,0514 - 0,9485 - 1} = 0,7432. \end{aligned}$$

Далее вводятся параметры Z и Φ , определяемые исходя из условий: 1) если $\Theta_{\max} = \Theta_{\text{г}}$, то $Z = \eta$ и $\Phi = ZA^0$; 2) если $\Theta_{\max} = \Theta_{\text{в}}$, то $\Phi = \eta$ и $Z = \Phi / A^0$.

Параметр $Z = \eta = 0,7432$.

Параметр $\Phi = ZA^0 = 0,7049$.

Конечная (выходная) температура воздуха:

$$t''_B = t'_B + Z(t'_Г - t'_B) = 200 + 0,7432 \cdot (520 - 200) = 437,82 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Конечная (выходная) температура продуктов сгорания:

$$t''_Г = t'_Г - \Phi(t'_Г - t'_B) = 520 - 0,7049 \cdot (520 - 200) = 294,43 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

На данном этапе следует уточнить значения выходных температур и повторять расчеты до тех пор, пока расхождение по температурам будет не более 0,1 %.

Теплопроизводительность секции по воздуху

$$\begin{aligned} Q_B &= G_B c_{pB} (t''_B - t'_B) \cdot 10^{-3} = \\ &= 40,25 \cdot 1051,445 \cdot (437,82 - 200) \cdot 10^{-3} = 10064,7 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Теплопроизводительность секции по продуктам сгорания

$$\begin{aligned} Q_Г &= G_Г c_{pГ} (t'_Г - t''_Г) \cdot 10^{-3} = \\ &= 41,65 \cdot 1071,29 \cdot (520 - 294,43) \cdot 10^{-3} = 10064,7 \text{ кВт.} \end{aligned}$$

Значение степени регенерации:

$$r = \frac{t''_B - t'_B}{t'_Г - t''_Г} = \frac{437,82 - 200}{520 - 200} = 0,743.$$

5.1.4. Гидравлический расчет трубчатого регенератора

Цель гидравлического расчета — определение потерь полного давления по трактам регенератора.

Схема участков гидравлических потерь давления по тракту воздуха показана на рис. 5.3.

Коэффициент потерь давления при течении воздуха внутри трубы

$$\lambda = 0,3164 \cdot \text{Re}_B^{-0,25} = 0,3164 \cdot 40342^{-0,25} = 0,0223.$$

Коэффициент потерь давления продуктов сгорания определяется по методике, изложенной в [5], для коридорного пучка.

Показатель степени в формуле для определения ζ_r :

$$m = 0,88 \cdot \left(\frac{s_1 / d_H - 1}{s_2 / d_H - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 =$$

$$= 0,88 \cdot \left(\frac{0,034 / 0,025 - 1}{0,032 / 0,025 - 1} - 0,1 \right)^{0,138} - 1 = -0,0991.$$

Коэффициент потерь давления продуктов сгорания:

$$\zeta_r = 0,53 \cdot \left(\frac{s_2 / d_H - 0,8}{s_1 / d_H - 1} \right)^2 \cdot \text{Re}_r^m =$$

$$= 0,53 \cdot \left(\frac{0,032 / 0,025 - 0,8}{0,034 / 0,025 - 1} \right)^2 \cdot 10729^{-0,0991} = 0,3756.$$

Коэффициент потерь давления при поворотах $\zeta_{\text{пов}} = 2,5$.

Коэффициент потерь давления при внезапном сужении $\zeta_{\text{суж}} = 0,5$.

Коэффициент потерь давления при внезапном расширении $\zeta_{\text{расш}} = 1,0$.

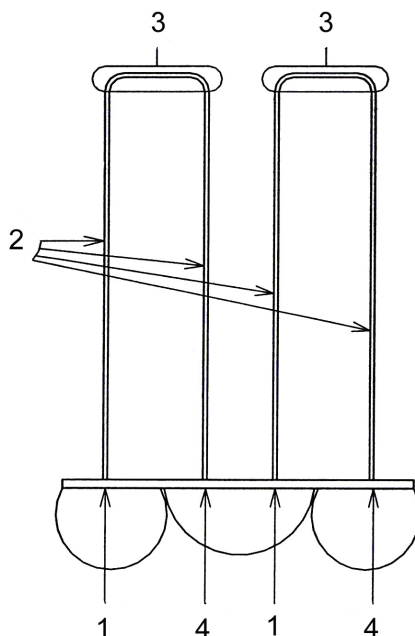


Рис. 5.3. Схема гидравлических потерь давления по тракту воздуха:

1 — внезапное сужение; 2 — линейные участки; 3 — П-образное колено;
4 — внезапное расширение

Коэффициент потерь давления в колене П-образной формы (рис. 5.4) определяется по методике, изложенной в [14].

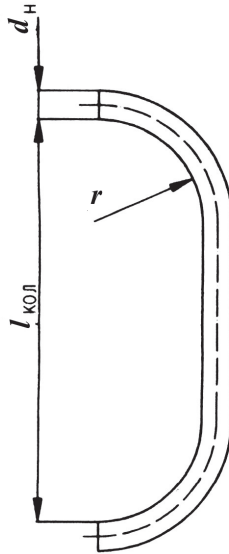


Рис. 5.4. Колено П-образной формы

Принятые допущения:

- на входе турбулентное течение стабилизированное при $Re_v = W_0 d_{вн} / \nu$;
- стенки труб гладкие.

Длина колена:

$$l_{\text{кол}} = (n_2 - 1)s_2 + 2R_{\text{гиба}} = (13 - 1) \cdot 0,032 + 2 \cdot 0,1 = 0,584 \text{ м},$$

где $R_{\text{гиба}} = 0,1 \text{ мм}$.

Коэффициент гидравлического сопротивления П-образного колена

$$\zeta_{\text{кол}} = \bar{\zeta} \zeta'_m + \zeta_{\text{тр}},$$

где $\bar{\zeta}$ — коэффициент, зависящий от геометрии, определяемый по графикам из [14], $\bar{\zeta} = f(L_{\text{кол}} / d_{\text{вн}})$; ζ'_m — коэффициент местного сопротивления, $\zeta'_m = k_{\Delta} k_{\text{Ре}} \zeta_m$.

Здесь k_{Δ} — числовой коэффициент, $k_{\Delta} = 1$ — для гладких труб, в других случаях — по [14];

k_{Re} — коэффициент, зависящий от Re , $k_{Re} = 1,3 - 0,29 \ln(Re \cdot 10^{-5})$;

ζ_m — коэффициент местного гидравлического сопротивления для гладких стенок и $Re \geq 2 \cdot 10^5$, $\zeta_m = A_1 B_1 C_1$ (здесь $A_1 = f(\delta) = 1,0$ при $\delta = 90^\circ$; δ — угол поворота (отвода) колена; $B_1 = f(Re_{гиба} / d_{вн}) = 0,21(Re_{гиба} / d_{вн})^{-2,5}$; $C_1 = 1,0$ — при круглом сечении трубы);

$\zeta_{тр}$ — коэффициент сопротивления трения участка длиной 1 м,

$\zeta_{тр} = \left(5,0 \frac{Re_{гиба} - d_{вн} / 2}{d_{вн}} + \frac{(n_2 - 1)S_2 + 2(Re_{гиба} - d_{вн} / 2)}{d_{вн}} \right) \lambda$ (здесь λ — коэффициент сопротивления гладкой трубы, $\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_B}}$).

Таким образом, объединив все эти уравнения в одно, получаем коэффициент потерь давления в колене П-образной формы:

$$\begin{aligned} \zeta_{кол} &= 0,75 \cdot \left(1,3 - 0,29 \ln(Re_B \cdot 10^{-5}) \right) \cdot 0,21 \cdot \left(\frac{Re_{гиба}}{d_{вн}} \right) + \\ &+ \left(5,0 \cdot \frac{Re_{гиба} - d_{вн} / 2}{d_{вн}} + \frac{(n_2 - 1)S_2 + 2(Re_{гиба} - d_{вн} / 2)}{d_{вн}} \right) \cdot \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_B}} = \\ &= 0,75 \cdot \left(1,3 - 0,29 \ln(40342 \cdot 10^{-5}) \right) \cdot 0,21 \cdot \left(\frac{0,1}{0,023} \right)^{-2,5} + \\ &+ \left(5,0 \cdot \frac{0,1 - 0,023 / 2}{0,023} + \frac{(13 - 1) \cdot 0,032 + 2 \cdot (0,1 - 0,023 / 2)}{0,023} \right) \cdot \frac{0,3164}{\sqrt[4]{40342}} = 1,1085. \end{aligned}$$

Потери давления по тракту воздуха

Линейные потери давления при течении воздуха в трубах:

$$\begin{aligned} \Delta p_{в.тр} &= Z_{х.в} \lambda_{в} \rho_B \left(\frac{L_{тр}^{акт}}{d_{вн}} + \frac{(n_2 - 1)S_2 + R_{гиба}}{d_{вн}} \right) \cdot \frac{W_B^2}{2} = \\ &= 4 \cdot 0,04711 \cdot 2,6562 \cdot \left(\frac{2,1}{0,023} + \frac{(13 - 1) \cdot 0,032 + 0,1}{0,023} \right) \cdot \frac{17,54^2}{2} = 8646,88 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Местные потери давления воздуха при внезапном сужении на входе внутрь труб, при внезапном расширении на выходе из них, при повороте в поворотной камере и в колене П-образной формы:

$$\Delta p_{в.м} = \left(\frac{Z_{х.в}}{2} \cdot \zeta_{суж} + \frac{Z_{х.в}}{2} \cdot \zeta_{расш} + \frac{Z_{х.в} - 2}{2} \cdot \zeta_{пов} + \frac{Z_{х.в}}{2} \cdot \zeta_{кол} \right) \rho_{в} \frac{W_{в}^2}{2} =$$

$$= \left(\frac{4}{2} \cdot 0,5 + \frac{4}{2} \cdot 1,0 + \frac{4-2}{2} \cdot 2,5 + \frac{4}{2} \cdot 1,1085 \right) \cdot 2,65624 \cdot \frac{17,54^2}{2} = 3153,089 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления по тракту воздуха:

$$\Delta p_{в} = \Delta p_{в.тр} + \Delta p_{в.м} = 8646,88 + 3153,089 = 11800 \text{ Па.}$$

Относительные потери давления воздуха:

$$\delta p_{в} = \frac{\Delta p_{в}}{p'_{в} \cdot 10^6} \cdot 100 = \frac{6703,6}{0,45 \cdot 10^6} \cdot 100 = 2,6 \text{ \%}.$$

Потери давления по тракту продуктов сгорания

Линейные потери давления при внешнем обтекании продуктов сгорания трубного пучка:

$$\Delta p_{г.тр} = Z_{х.в} n_2 \zeta_{г} \rho_{г} \frac{W_{г}^2}{2} = 4 \cdot 13 \cdot 0,3756 \cdot 0,5348 \cdot \frac{25,75^2}{2} = 3463 \text{ Па.}$$

Коэффициент потерь давления продуктов сгорания в диффузоре (рис. 5.5) определяется по методике, изложенной в [14].

Диаметр выхлопного газохода $D_{г.х} = 1,600 \text{ м.}$

Длина диффузора: $L_{диф} = 3,960 - Z_{х.в} a = 3,960 - 4 \cdot 0,516 = 1,9 \text{ м.}$

Гидравлический диаметр на выходе диффузора:

$$D_{г\gamma} = \frac{4hL_{тр}^{акт}}{2L_{тр}^{акт} + 2h} = \frac{4 \cdot 5,44 \cdot 2,1}{4,2 + 10,88} = 3,03 \text{ м.}$$

Отношение площадей сечений диффузора на выходе и входе:

$$n_n = \frac{4hL_{тр}^{акт}}{\pi D_{г.х}^2} = \frac{4 \cdot 5,44 \cdot 2,1}{3,14 \cdot 1,6^2} = 5,682.$$

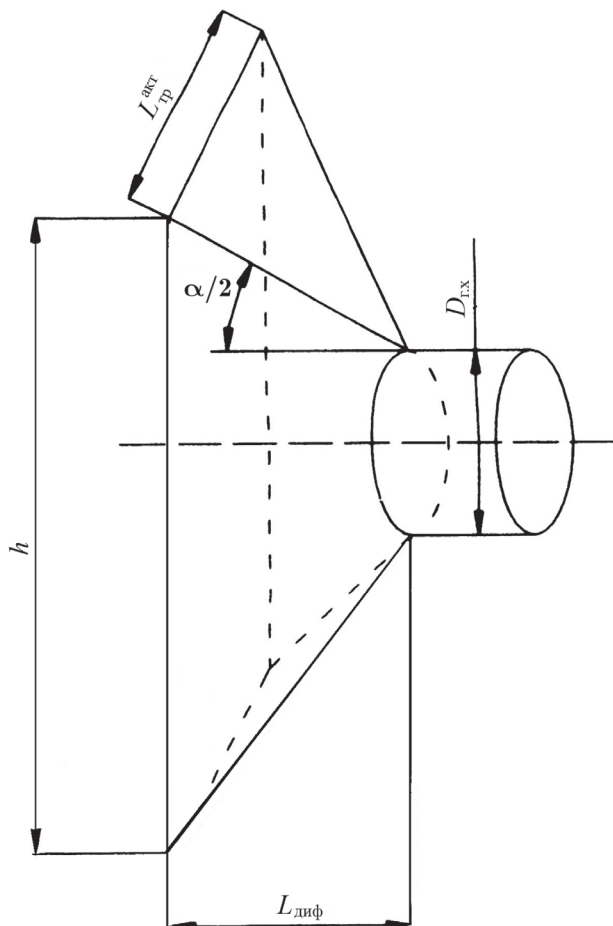


Рис. 5.5. Расчетная схема диффузора

Рассчитываем диффузор пониженного сопротивления в сети ($l_1 / D_1 > 0$): $Re \geq 10^5$; $\Delta p = \zeta_d \rho \frac{w_0^2}{2}$.

Коэффициент сопротивления диффузора с разделительными стенками

$$\zeta_d \approx 0,65 \zeta'_d,$$

где ζ'_d — коэффициент сопротивления диффузора без разделительных стенок.

В нашем случае — диффузор с переходом с круга на прямоугольник (рис. 5.6). Коэффициент сопротивления такого диффузора определяется как для пирамидального диффузора (прямоугольного сечения)

с эквивалентным углом расширения, который определяется из соотношения (если переход с круга на прямоугольник) $\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = \frac{2\sqrt{\alpha_1 b_1 / \pi - D_0}}{2l_{\text{диф}}}$.

Таким образом, $\alpha_{\text{диф}}^{\text{экв}} = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{2\sqrt{\alpha_1 b_1 / \pi - D_0}}{2l_{\text{диф}}} \right)$.

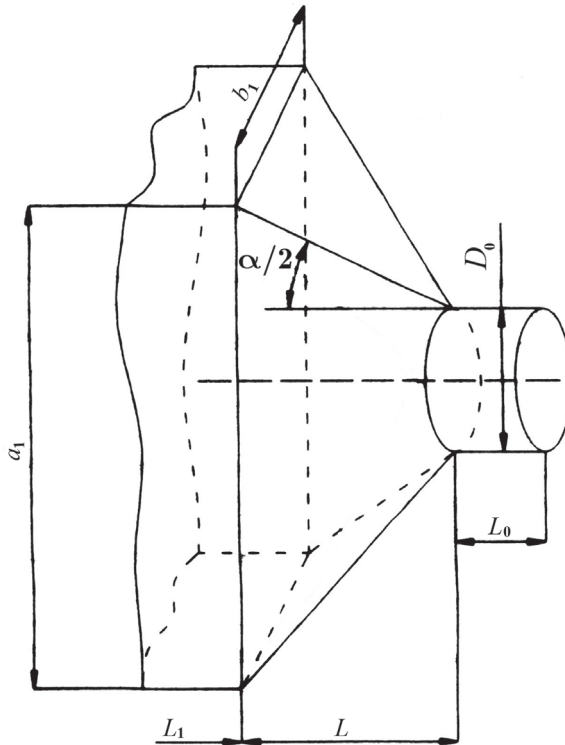


Рис. 5.6. Диффузор с переходом с круга на прямоугольник

Согласно диаграмме из [14], для данного угла расширения диффузора определяем количество разделительных стенок Z_1 .

Определяемый по диаграмме из [14] коэффициент сопротивления для диффузора прямоугольного сечения (рис. 5.7) в сети ($l_1 / D_1 > 0$) при $\alpha = 4 \dots 180^\circ$:

$$\zeta'_d = f(\alpha, n_{n1}; \operatorname{Re}),$$

где α — угол расширения диффузора; n_{n1} — отношение площадей сечения диффузора.

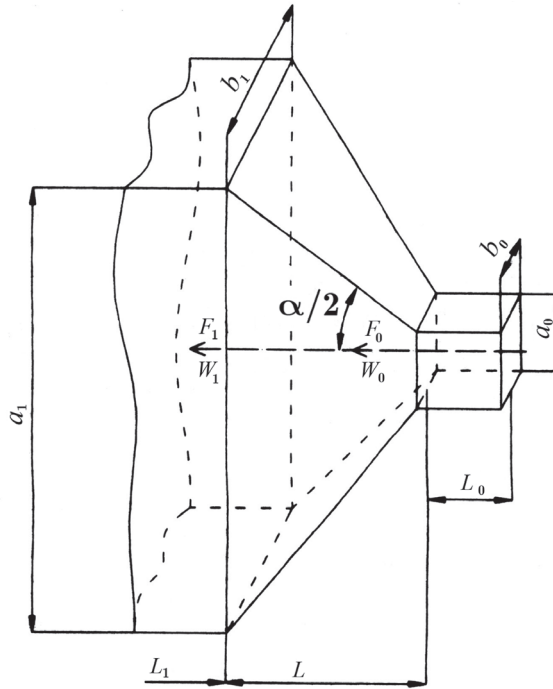


Рис. 5.7. Диффузор прямоугольного сечения

Для расчетов на ЭВМ аппроксимируем данные из диаграмм. Получаем зависимость для коэффициента сопротивления диффузора прямоугольного сечения $\zeta'_d = 0,4954\alpha^{0,098}$.

Угол расширения диффузора:

$$\alpha_{\text{диф}} = 2 \arctg \left(\frac{2 \sqrt{h L_{\text{тр}}^{\text{акт}} / \pi - D_{\text{г.х}}}}{2 l_{\text{диф}}} \right) = 2 \arctg \left(\frac{2 \sqrt{\frac{5,44 \cdot 2,1}{3,14}} - 1,6}{2 \cdot 1,9} \right) = 60,55^\circ.$$

Число горизонтальных перегородок $Z_1 = 6$.

Проходное сечение выхлопного газохода:

$$S_{\text{г.х}} = \frac{\pi D_{\text{г.х}}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 1,6^2}{4} = 2,011 \text{ м}^2.$$

Скорость течения продуктов сгорания в выхлопном газоходе:

$$W_{\text{г.х}} = \frac{G_{\text{г}}}{\rho_{\text{г}} S_{\text{г.х}}} = \frac{41,65}{0,5318 \cdot 2,011} = 38,74 \text{ м/с}.$$

Число Рейнольдса для продуктов сгорания в выхлопном газоходе:

$$Re_{г.х} = \frac{W_{г.х} D_{г.х}}{\nu_{г.х}} = \frac{38,74 \cdot 1,6}{0,00006} = 1033067.$$

Коэффициент сопротивления диффузора без разделительных стенок (рис. 5.8):

$$\zeta'_{диф} = 0,4954 \alpha_{диф}^{0,098} = 0,4954 \cdot 60,55^{0,098} = 0,7437.$$

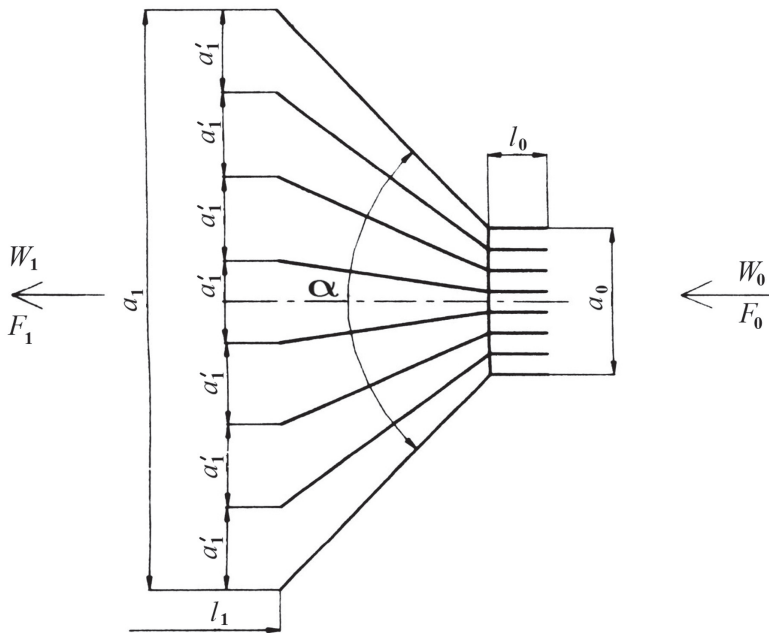


Рис. 5.8. Расчетная схема диффузора

Коэффициент сопротивления диффузора с разделительными стенками:

$$\zeta_{диф} \approx 0,65 \zeta'_{диф} = 0,65 \cdot 0,7437 = 0,4834.$$

Потери давления продуктов сгорания в диффузоре:

$$\Delta p_{диф} = \zeta_{диф} \rho_{г.х} \frac{W_{г.х}^2}{2} = \frac{0,4834 \cdot 0,5348 \cdot 38,74^2}{2} = 193,99 \text{ Па.}$$

Суммарные потери давления в тракте продуктов сгорания:

$$\Delta p_{г} = \Delta p_{г.тр} + \Delta p_{диф} = 3463,1 + 193,99 = 3657 \text{ Па.}$$

Относительные потери давления в тракте продуктов сгорания:

$$\delta p_r = \frac{\Delta p}{p'_r \cdot 10^6} \cdot 100 = \frac{3657}{0,105 \cdot 10^6} \cdot 100 = 3,48 \, \%.$$

Относительная потеря давления в тракте воздуха и продуктов сгорания:

$$\delta p_\Sigma = \delta p_b + \delta p_r = 2,6 + 3,48 = 6,08 \, \%.$$

5.1.5. Оценка массы трубчатого регенератора

Схема для оценки массы трубчатого регенератора показана на рис. 5.9.

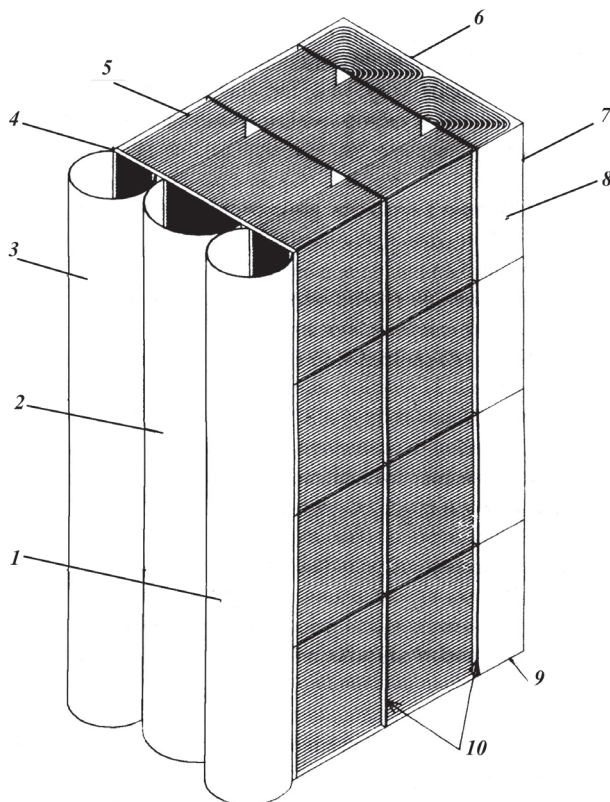


Рис. 5.9. Конструктивная схема регенератора для оценки массы:

1 — камера отвода воздуха; 2 — поворотная камера; 3 — камера подвода воздуха; 4 — трубная доска; 5 — трубный пучок; 6 — верхняя стенка; 7 — задняя стенка; 8 — боковая стенка; 9 — нижняя стенка; 10 — трубные перегородки

При оценке массы трубчатого регенератора учитываются следующие элементы конструкции

- трубный пучок 5;
- трубная доска 4;
- трубные перегородки 10;
- камеры подвода 3, отвода 1 и поворотная камера воздуха 2;
- верхняя 6 и нижняя 9 стенки секции;
- задняя 7 и боковые 8 стенки.

Плотность материала труб и других деталей $\rho_m = 7820 \text{ кг/м}^3$.

Масса трубного пучка секции регенератора:

$$M_{\text{тр.п}} = \rho_m L_{\text{тр}}^{\text{полн}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_n^2 - d_{\text{вн}}^2) n_{\text{тр.х}} =$$

$$= 7820 \cdot 10,564 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,025^2 - 0,023^2) \cdot 2080 = 12949 \text{ кг};$$

где

$$L_{\text{тр}}^{\text{полн}} = L_{\text{тр}}^{\text{акт}} Z_{\text{х.в}} + (\pi R_{\text{гиба}} + 2(n_2 - 1)S_2) \frac{Z_{\text{х.в}}}{2} = 2,1 \cdot 4 +$$

$$+ (3,14 \cdot 0,1 + 2 \cdot (13 - 1) \cdot 0,032) \cdot \frac{4}{2} = 10,564 \text{ м.}$$

Толщина трубной доски $\delta_{\text{тр.д}} = 0,05 \text{ м.}$

Толщина трубных перегородок $\delta_{\text{тр.пер}} = 0,01 \text{ м.}$

Толщина верхних и нижних стенок секции $\delta_{\text{в.н.ст}} = 0,006 \text{ м.}$

Толщина задней и боковой стенки $\delta_{\text{зад.ст}} = 0,006 \text{ м.}$

Толщина стенок камер подвода и отвода, а также поворотной камеры $\delta_{\text{кам}} = 0,01 \text{ м.}$

Длина секции регенератора:

$$L_{\text{секции}} = L_{\text{тр}}^{\text{акт}} + (n_2 - 1)s_2 + R_{\text{гиба}} = 2,1 + (13 - 1) \cdot 0,032 + 0,1 = 2,584 \text{ м.}$$

Число теплообменных модулей в секции регенератора $Z_m = 4$.

Масса трубной доски модуля:

$$M_{\text{тр.д}}^{\text{мод}} = \left(ha - \pi \cdot \frac{d_n^2}{4} \cdot n_{\text{тр.х}} \right) \frac{Z_{\text{х.в}}}{Z_{\text{мод}}} \cdot \delta_{\text{тр.д}} \rho_m =$$

$$= \left(5,44 \cdot 0,516 - 3,14 \cdot \frac{0,025^2}{4} \cdot 2080 \right) \cdot \frac{4}{4} \cdot 0,05 \cdot 7820 =$$

$$= 698,33 \text{ кг.}$$

Масса трубных перегородок модуля:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{тр.пер}}^{\text{мод}} &= 2 \left(ha - \pi \cdot \frac{d_{\text{н}}^2}{4} \cdot n_{\text{тр.х}} \right) \frac{Z_{\text{х.в}}}{Z_{\text{мод}}} \cdot \delta_{\text{тр.пер}} \rho_{\text{м}} = \\
 &= 2 \cdot \left(5,44 \cdot 0,516 - 3,14 \cdot \frac{0,025^2}{4} \cdot 2080 \right) \cdot \frac{4}{4} \cdot 0,01 \cdot 7820 = \\
 &= 279,33 \text{ кг.}
 \end{aligned}$$

Масса задней и боковой стенки модуля:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{зад.ст}}^{\text{мод}} &= \frac{h}{Z_{\text{мод}}} \left(Z_{\text{х.в}} a + 2(L_{\text{секции}} - L_{\text{тр}}^{\text{акт}}) \right) \delta_{\text{зад.ст}} \rho_{\text{м}} = \\
 &= \frac{5,44}{4} \cdot (4 \cdot 0,516 + 2 \cdot (2,584 - 2,2)) \cdot 0,006 \cdot 7820 = \\
 &= 229,7 \text{ кг.}
 \end{aligned}$$

Масса стенок камер подвода и отвода, а также поворотной камеры:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{кам}}^{\text{мод}} &= \pi \left[\left(\frac{\alpha}{2} \right)^2 - \left(\frac{a}{2} - \delta_{\text{кам}} \right)^2 \right] \frac{h}{L_{\text{мод}}} \cdot \rho_{\text{м}} + \\
 &+ \frac{Z_{\text{х.в}} - 2}{2} \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \left[a^2 - (a - \delta_{\text{кам}})^2 \right] \frac{h}{L_{\text{мод}}} \cdot \rho_{\text{м}} = \\
 &= 3,14 \cdot \left[\left(\frac{0,516}{2} \right)^2 - \left(\frac{0,516}{2} - 0,01 \right)^2 \right] \cdot \frac{5,44}{4} \cdot 7820 + \\
 &+ \frac{4 - 2}{2} \cdot \frac{3,14}{2} \cdot \left[0,516^2 - (0,516 - 0,01)^2 \right] \cdot \frac{5,44}{4} \cdot 7820 = \\
 &= 316,97 \text{ кг.}
 \end{aligned}$$

Суммарная масса корпусных деталей модуля:

$$\begin{aligned}
 M_{\Sigma \text{к.д}}^{\text{мод}} &= M_{\text{тр.д}}^{\text{мод}} + M_{\text{тр.пер}}^{\text{мод}} + M_{\text{зад.ст}}^{\text{мод}} + M_{\text{кам}}^{\text{мод}} = \\
 &= 698,33 + 279,33 + 229,7 + 316,97 = 1524,33 \text{ кг.}
 \end{aligned}$$

Суммарная масса модуля:

$$M_{\Sigma}^{\text{мод}} = M_{\Sigma \text{к.д}}^{\text{мод}} + \frac{M_{\text{тр.п}}}{Z_{\text{мод}}} = 1524,33 + \frac{12949}{4} = 4761,58 \text{ кг.}$$

Масса верхней и нижней стенок секции регенератора:

$$M_{\text{в.н.ст}}^{\text{секции}} = 2 \cdot \left[L_{\text{секции}} a Z_{\text{х.в}} + \pi \frac{a^2}{4} + \frac{(Z_{\text{х.в}} - 2) \pi a^2}{2} \right] \delta_{\text{в.н.ст}} \rho_{\text{м}} =$$

$$= 2 \cdot \left[2,584 \cdot 0,516 \cdot 4 + 3,14 \cdot \frac{0,516^2}{4} + \frac{(4 - 2) \cdot 3,14 \cdot 0,516^2}{2} \right] \cdot 0,006 \cdot 7820 =$$

$$= 692,07 \text{ кг.}$$

Суммарная масса корпусных деталей секции регенератора:

$$M_{\Sigma \text{к.д}}^{\text{секции}} = M_{\Sigma \text{к.д}}^{\text{мод}} Z_{\text{мод}} + M_{\text{в.н.ст}}^{\text{секции}} = 1524,33 \cdot 4 + 692,07 = 6789,39 \text{ кг.}$$

Суммарная масса секции:

$$M_{\Sigma}^{\text{секции}} = M_{\text{тр.п}} + M_{\Sigma \text{к.д}}^{\text{секции}} = 12949 + 6789,39 = 19738,39 \text{ кг.}$$

5.2. Тепловой и гидравлический расчет регенератора РВП-3600, разработанного Подольским машиностроительным заводом

В настоящее время на компрессорных станциях (КГС) установлено около 800 ГТУ типа ГТК 10-4 с регенераторами пластинчатого типа, которые не очень хорошо зарекомендовали себя в эксплуатационных условиях из-за появления утечек воздуха в процессе эксплуатации. Утечки циклового воздуха, возникающие в регенераторе, приводят к снижению мощности на 5–12 % и эффективного КПД цикла на 3–8 %.

Такое положение обусловлено прежде всего тем, что срок службы регенераторов определен на уровне 40 тыс. ч, в то время как многие ГПА уже отработали свыше своего нормативного срока службы — 100 тыс. ч. Кроме того, следует отметить, что существующая конструкция пластинчатых регенераторов изготавливается из дорогостоящего материала 12Х18Н10Т и не поддается качественному ремонту в условиях эксплуатации.

В таких условиях замена пластинчатых регенераторов на трубчатые только за счет устранения утечек воздуха, с одной стороны, позволяет обеспечить общий прирост мощности ГКС примерно 1050–1200 тыс. кВт,

а с другой — получить экономию топливного газа только по одному агрегату на уровне 5,0–5,5 млн м³/год.

При проектировании воздухоподогревателей ставятся следующие задачи:

- увеличение эффективности воздухоподогревателя (увеличение степени регенерации);
- использование для изготовления воздухоподогревателя более дешевой теплоустойчивости стали;
- обеспечение надежности конструкции;
- обеспечение ремонтпригодности воздухоподогревателя.

Кроме того, необходимо учесть следующие ограничивающие факторы:

- расхождение габаритных и присоединительных размеров со штатным регенератором должно быть сведено к минимуму;
- гидравлическое сопротивление по воздуху и газам не должно превышать соответствующих параметров штатного воздухоподогревателя (по воздуху — 2,8 %, по газам — 2,4 %).

В качестве прототипа конструктивной схемы взят трубчатый регенератор РВП–3600 (Подольский завод). Регенератор состоит из двух секций.

Двухсекционная конструкция обладает высокой стойкостью к термическим напряжениям. Регенератор четырехходовой по воздуху и однокходовой по газу. Воздух движется в межтрубном пространстве, газ — по трубкам. Расположение трубок — по вершинам равносторонних треугольников. Регенератор имеет перегородки типа диск–кольцо для создания перекрестного обтекания трубок воздухом. Продукты сгорания подаются снизу, проходят по трубкам и выходят в атмосферу. Воздух подается сверху, проходит в межтрубном пространстве вниз и идет в ГТУ.

5.2.1. Тепловой расчет регенератора

Приведем исходные данные:

Расход, кг/с:	
воздуха	42,65
продуктов сгорания	43,05
Степень регенерации	0,7

Входная температура, °С:

воздуха	198
продуктов сгорания	507

Входное давление, МПа:

воздуха	0,395
продуктов сгорания	0,103

Размеры трубок, мм:

наружный диаметр, d_n	25
внутренний диаметр, $d_{вн}$	23
относительный шаг, ψ	1,32
поперечный шаг, S_1	33
продольный шаг, S_l	33

Коэффициент теплопроводности

материала, Вт/(м·К)	40
---------------------------	----

Рассчитаем температуру воздуха из регенератора, соответствующую заданной регенерации:

$$t_{2\text{возд}} = t_{1\text{возд}} + r(t_{1\text{г}} - t_{1\text{возд}}) = 198 + 0,7 \cdot (507 - 198) = 414,3 \text{ °С.}$$

Средняя температура воздуха в регенераторе:

$$t_{\text{возд}}^{\text{ср}} = \frac{t_{1\text{возд}} + t_{2\text{возд}}}{2} = \frac{198 + 414,3}{2} = 306,15 \text{ °С.}$$

Найдем теплоемкость воздуха по $t_{\text{возд}}^{\text{ср}}$:

$$c_{p_{\text{возд}}} = 1047,5 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°С).}$$

Теплопроизводительность регенератора определяем по уравнению теплового баланса (без учета потерь в окружающую среду):

$$Q = G_{\text{возд}}^{\text{секц}} c_{p_{\text{возд}}} (t_{2\text{возд}} - t_{1\text{возд}}) = 42,65 \cdot 1047,5 \cdot (414,3 - 198) = 9663,392 \text{ кВт.}$$

Рассчитываем температуру продуктов сгорания на выходе из регенератора:

$$t_{2\text{г}} = t_{1\text{г}} - \frac{Q}{G_{\text{г}}^{\text{секц}} c_{p_{\text{г}}}} = 507 - \frac{9663,392 \cdot 10^3}{43,05 \cdot 1096,6} = 302,30 \text{ °С.}$$

Здесь теплоемкость $c_{p_{\text{г}}} = 1096,6 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{°С)}$ определена по средней температуре продуктов сгорания: $t_{\text{г}}^{\text{ср}} = \frac{t_{1\text{г}} + t_{2\text{г}}}{2} = \frac{507 + 302,3}{2} = 404,7 \text{ °С}$, вычисленной по заранее неизвестной выходной температуре сгорания.

Примем распределение относительных суммарных потерь давления в регенераторе между трактами воздуха и продуктов сгорания: $\delta P_{\text{возд}} = 0,90\%$ и $\delta P_{\text{г}} = 3,75\%$. Тогда в теплоносителях на выходе из регенератора будут следующие значения давления:

$$P_{2\text{возд}} = P_{1\text{возд}} (1 - \delta P_{\text{возд}}) = 0,395 \cdot (1 - 0,009) = 0,391 \text{ МПа};$$

$$P_{2\text{г}} = P_{1\text{г}} (1 - \delta P_{\text{г}}) = 0,103 \cdot (1 - 0,0375) = 0,099 \text{ МПа};$$

а их средние значения давления воздуха и продуктов сгорания составят:

$$P_{\text{возд}}^{\text{ср}} = (P_{1\text{возд}} + P_{2\text{возд}}) / 2 = (0,395 + 0,391) / 2 = 0,393 \text{ МПа};$$

$$P_{\text{г}}^{\text{ср}} = (P_{1\text{г}} + P_{2\text{г}}) / 2 = (0,103 + 0,099) / 2 = 0,101 \text{ МПа}.$$

Приведем теплофизические параметры теплоносителей при указанных средних значениях давления и температуры соответственно:

- плотность воздуха и газа $\rho_{\text{возд}} = 2,40 \text{ кг/м}^3$ и $\rho_{\text{г}} = 0,519 \text{ кг/м}^3$;
- коэффициенты теплопроводности $\lambda_{\text{возд}} = 0,0465 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$; $\lambda_{\text{г}} = 0,0527 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$;
- коэффициенты динамической вязкости $\mu_{\text{возд}} = 29,43 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$; $\mu_{\text{г}} = 33,15 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$;
- коэффициенты кинематической вязкости $\nu_{\text{возд}} = 10,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\nu_{\text{г}} = 63,87 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;
- числа Прандтля $\text{Pr}_{\text{возд}} = 0,674$; $\text{Pr}_{\text{г}} = 0,678$.

Принимаем величину скорости течения продуктов сгорания по трубкам — 42 м/с, а скорость течения воздуха в межтрубном пространстве регенератора — 7 м/с. Тогда числа Рейнольдса для воздуха и продуктов сгорания имеют следующие значения:

$$\text{Re}_{\text{возд}} = w_{\text{возд}} \frac{d_{\text{возд}}}{\nu_{\text{возд}}} = \frac{7 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{10,9 \cdot 10^{-6}} = 16055;$$

$$\text{Re}_{\text{г}} = w_{\text{г}} \frac{d_{\text{г}}}{\nu_{\text{г}}} = \frac{42 \cdot 23 \cdot 10^{-3}}{63,87 \cdot 10^{-6}} = 15124.$$

Определим числа Нуссельта для воздуха и продуктов сгорания:

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,41 \cdot \text{Re}_{\text{в}}^{0,6} \cdot \text{Pr}_{\text{в}}^{0,33} \left(\frac{S_1}{S_2} \right)^{\frac{1}{6}} = 0,41 \cdot 16055^{0,6} \cdot 0,674^{0,33} \cdot \left(\frac{33}{33} \right)^{\frac{1}{6}} = 120;$$

$$\text{Nu}_{\text{г}} = 0,021 \cdot \text{Re}_{\text{г}}^{0,8} \cdot \text{Pr}_{\text{г}}^{0,43} = 0,021 \cdot 15124^{0,8} \cdot 0,678^{0,43} = 39,2.$$

Коэффициенты теплоотдачи для воздуха и продуктов сгорания:

$$\alpha_{\text{возд}} = \text{Nu}_B \cdot \frac{\lambda_{\text{возд}}}{d_{\text{возд}}} = 120 \cdot \frac{0,0465}{25} \cdot 10^{-3} = 223 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$\alpha_{\text{г}} = \text{Nu}_r \cdot \frac{\lambda_{\text{г}}}{d_{\text{г}}} = 39,2 \cdot \frac{0,0527}{23} \cdot 10^{-3} = 89,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплопередачи рассчитываем по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{г}}}}, \quad K = \frac{1}{\frac{1}{223} + \frac{1 \cdot 10^{-3}}{40} + \frac{1}{89,8}} = 64,4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

С учетом небольшой размерности проектируемого регенератора принимаем число ходов воздуха в регенераторе $z_{\text{возд}} = 4$.

В соответствии со схемой течения теплоносителей в регенераторе (многократный перекрестный ток при общем противотоке и отсутствии перемешивания греющего носителя — продуктов сгорания, движущихся по трубкам) принимаем значение индекса противоточности схемы $p_3 = 0,971$.

Для вычисления параметров, необходимых для определения среднего температурного напора, воспользуемся температурной диаграммой регенератора: находим разности температур воздуха $\Delta t_{\text{возд}} = t_{1\text{возд}} - t_{2\text{возд}} = 414,3 - 198 = 216,3 \text{ }^\circ\text{C}$ и продуктов сгорания $\Delta t_{\text{г}} = t_{1\text{г}} - t_{2\text{г}} = 507 - 302,3 = 204,7 \text{ }^\circ\text{C}$, а также располагаемый температурный напор регенератора $\Delta t_{\text{расп}} = t_{1\text{г}} - t_{1\text{возд}} = 507 - 198 = 309 \text{ }^\circ\text{C}$.

Исходя из величин изменений температур теплоносителей, определяем $\Delta t_{\text{в}}$ и $\Delta t_{\text{м}}$: $\Delta t_{\text{в}} = \Delta t_{\text{возд}} = 216,3 \text{ }^\circ\text{C}$ и $\Delta t_{\text{м}} = \Delta t_{\text{г}} = 204,7 \text{ }^\circ\text{C}$. Далее вычисляем ряд вспомогательных параметров:

$$A = \Delta t_{\text{м}}/\Delta t_{\text{в}} = 204,7/216,3 = 0,946; \quad P = \Delta t_{\text{м}}/\Delta t_{\text{расп}} = 204,7/309 = 0,662;$$

$$R = \frac{1}{A} = 1,057; \quad z_t = \sqrt{(A+1)^2 - 4p_3A} = \sqrt{(0,946+1)^2 - 4 \cdot 0,971 \cdot 0,946} = 0,336.$$

Наконец, определяем средний температурный напор в регенераторе:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta t} &= \frac{\Delta t_{\text{расп}} \cdot P \cdot R \cdot z_t}{\ln \frac{2 - P \cdot R \cdot (A+1 - z_t)}{2 - P \cdot R \cdot (A+1 + z_t)}} = \\ &= \frac{309 \cdot 0,662 \cdot 1,057 \cdot 0,336}{\ln \frac{2 - 0,662 \cdot 1,057 \cdot (0,946 + 1 - 0,336)}{2 - 0,662 \cdot 1,057 \cdot (0,946 + 1 + 0,336)}} = 93,9 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Площадь поверхности регенератора находим по уравнению теплопередачи:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t} = \frac{9663 \cdot 10^3}{64,4 \cdot 93,9} = 1598,3 \text{ м}^2.$$

5.2.2. Конструкторский расчет

Площади прохода по воздуху и продуктам сгорания в соответствии с принятыми ранее скоростями:

$$S_{\text{возд}} = \frac{G_{\text{возд}}^{\text{секц}}}{\rho_{\text{в}} w_{\text{возд}}} = \frac{42,65}{2,4 \cdot 7} = 2,54 \text{ м}^2;$$

$$S_{\text{г}} = \frac{G_{\text{г}}^{\text{секц}}}{\rho_{\text{г}} w_{\text{г}}} = \frac{43,05}{0,518 \cdot 42} = 1,98 \text{ м}^2.$$

Количество трубок для прохода продуктов сгорания (с округлением до целого):

$$z_{\text{тр}} = \frac{4S_{\text{г}}}{\pi d_{\text{вн}}^2} = \frac{4 \cdot 1,98}{\pi (23 \cdot 10^{-3})^2} = 4767.$$

Находим длину пути продуктов сгорания в регенераторе, соответствующую величине площади поверхности теплообмена, с учетом того, что газовая сторона принята в качестве расчетной, так как коэффициент теплоотдачи продуктов сгорания меньше коэффициента теплоотдачи воздуха:

$$L_{\text{г}} = \frac{F}{z_{\text{тр}} \pi d_{\text{вн}}} = \frac{1598,3}{4767 \pi \cdot 23 \cdot 10^{-3}} = 4,642 \text{ м}.$$

Поскольку длина пути продуктов сгорания в регенераторе получилась небольшой, можно принять регенератор одноходовым по продуктам сгорания.

Оцениваем полную длину трубок, добавляя к активной длине принятые значения ряда конструктивных параметров: толщину внутренних перегородок $\delta_{\text{пер}} = 10$ мм, толщину верхней трубной доски $\delta_{\text{в.д}} = 40$ мм, толщину нижней трубной доски $\delta_{\text{н.д}} = 60$ мм и величину выступов трубок над трубными досками $\delta_{\text{выс}} = 2$ мм:

$$\begin{aligned} L_{\text{полн}} &= L_{\text{г}} + (z_{\text{возд}} - 1) \delta_{\text{пер}} + \delta_{\text{в.д}} + \delta_{\text{н.д}} + 2\delta_{\text{выс}} = \\ &= 4642 + (4 - 1) \cdot 10 + 40 + 60 + 2 \cdot 2 = 4776 \text{ мм}. \end{aligned}$$

5.2.3. Компоновка трубчатого регенератора

Схема и искомые параметры кольца труб показаны на рис. 5.10.

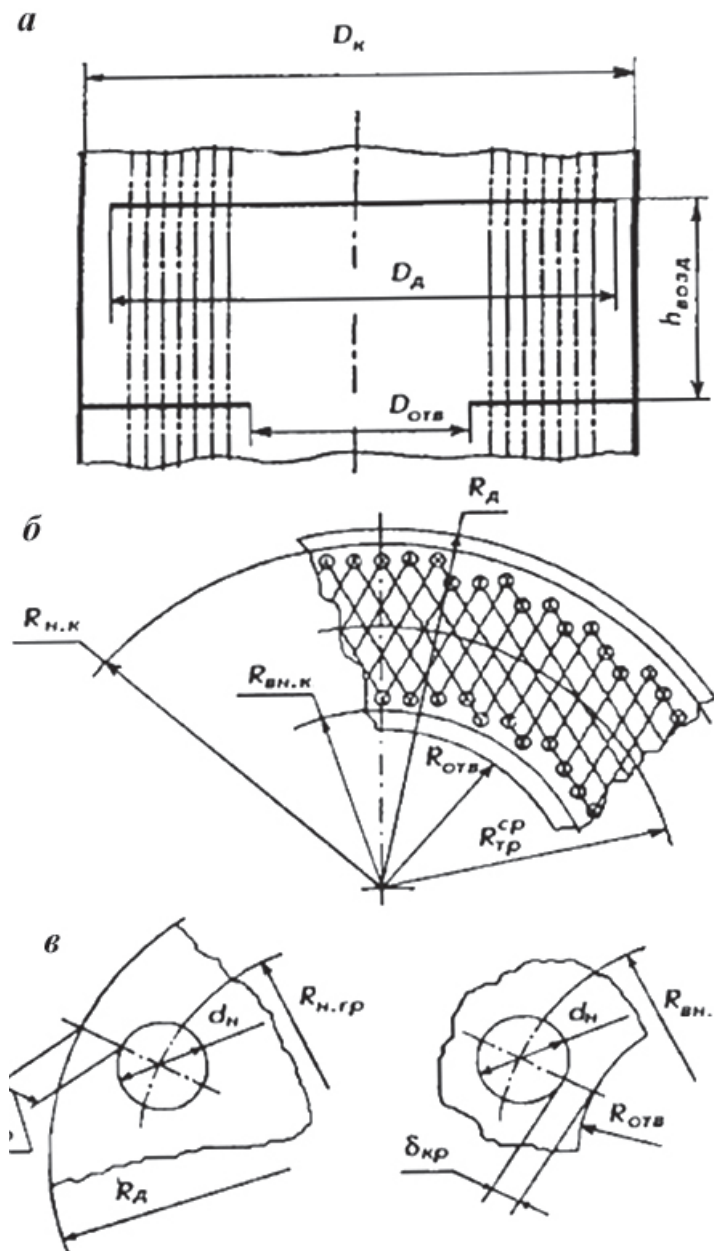


Рис. 5.10. Схема и параметры кольца труб

Находим высоту ходов по воздуху, т.е. расстояние между внутренними перегородками:

$$h_{\text{возд}} = \frac{L_{\Gamma}}{z_{\text{возд}}} = \frac{4642}{4} = 1161 \text{ мм.}$$

Суммарная ширина промежутков между трубками на среднем диаметре кольцевого трубного пучка, обеспечивающая принятую скорость воздуха:

$$b_{\Sigma} = \frac{S_{\text{возд}}}{h_{\text{возд}}} = \frac{2,59}{1,161} = 2,223 \text{ м.}$$

Количество трубок на среднем диаметре кольцевого трубного пучка с учетом шагов и наружного диаметра трубок определяется по формуле

$$z_{\text{тр}}^{\text{cp}} = \frac{b_{\Sigma}}{(\psi - 1)d_{\text{н}}} = \frac{2,223}{(1,32 - 1) \cdot 25 \cdot 10^{-3}} = 278.$$

Длина окружности по среднему диаметру кольцевого трубного пучка:

$$L_{\text{cp}} = z_{\text{тр}}^{\text{cp}} S_2 = 278 \cdot 28,6 \cdot 10^{-3} = 8 \text{ м.}$$

Находим средний диаметр кольцевого трубного пучка:

$$D_{\text{тр}}^{\text{cp}} = \frac{L_{\text{cp}}}{\pi} = \frac{8}{\pi} = 2,53 \text{ м.}$$

Площадь кольцевой зоны на трубной доске, необходимой для размещения расчетного числа труб:

$$S_{\text{к.тр}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot S_1^2 z_{\text{тр}} = \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot (33 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 4767 = 4,5 \text{ м}^2.$$

Исходя из геометрических соотношений для кольца, определим наружный и внутренний диаметры трубной кольцевой зоны:

$$D_{\text{н.к}} = D_{\text{тр}}^{\text{cp}} + \frac{S_{\text{к.тр}}}{\pi D_{\text{тр}}^{\text{cp}}} = 2,53 + \frac{4,50}{\pi \cdot 2,53} = 3,10 \text{ м;}$$

$$D_{\text{вн.к}} = D_{\text{тр}}^{\text{cp}} - \frac{S_{\text{к.тр}}}{\pi D_{\text{тр}}^{\text{cp}}} = 2,53 - \frac{4,50}{\pi \cdot 2,53} = 1,97 \text{ м.}$$

Диаметр дисковой перегородки и диаметр отверстия в кольцевой перегородке:

$$D_d = D_{н.к} + 2\delta_{кр} - (\psi - 1)d_n = 3,10 + 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} - (1,32 - 1) \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 3,13 \text{ м};$$

$$D_{отв} = D_{вн.к} - 2\delta_{кр} + (\psi - 1)d_n = 1,97 + 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} + (1,32 - 1) \cdot 25 \cdot 10^{-3} = 2 \text{ м}.$$

Диаметры наружной и внутренней границ, за которыми не должны находиться центры отверстий под трубки, определяются по следующим зависимостям:

$$D_{н.гр} = D_d - 2\delta_{кр} - d_n = 3,13 - 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} - 25 \cdot 10^{-3} = 3,07 \text{ м};$$

$$D_{вн.гр} = D_{отв} - 2\delta_{кр} + d_n = 2 + 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} + 25 \cdot 10^{-3} = 2,07 \text{ м}.$$

Скорость течения воздуха в отверстиях кольцевой перегородки:

$$w_{отв} = \frac{4G_{возд}}{\rho_{возд} \pi D_{отв}^2} = \frac{4 \cdot 42,65}{2,40 \pi \cdot 2^2} = 5,6 \text{ м/с}.$$

Определяем внутренний диаметр корпуса:

$$D_k = \sqrt{D_d^2 + 4 \cdot \frac{S_{возд}}{\pi}} = \sqrt{3,13^2 + 4 \cdot \frac{2,5}{\pi}} = 3,62 \text{ м}.$$

Количество рядов трубок в трубной кольцевой зоне по направлению течения воздуха в межтрубном пространстве в пределах одного хода (с округлением до целого):

$$z_p = \frac{D_{н.гр} - D_{вн.гр}}{2S_2} = \frac{3,07 - 2,07}{2 \cdot 28,6 \cdot 10^{-3}} = 17 \text{ рядов}.$$

Примем диаметры следующих конструктивных элементов секции:

- подводящего патрубка воздуха $D_{возд}^{патр} = 800 \text{ мм}$;
- подводящего патрубка продуктов сгорания $D_{возд}^{патр} = 1700 \text{ мм}$;
- присоединительного фланца выхлопной трубы $D_{выхл} = 2200 \text{ мм}$.

Оценим по принятым размерам скорости рабочих тел в этих элементах:

$$w_{возд}^{патр} = \frac{4G_{возд}}{\rho_{возд} \pi (D_{отв}^{патр})^2} = \frac{4 \cdot 42,65}{2,4 \pi \cdot 0,8^2} = 35,37 \text{ м/с};$$

$$w_{г}^{патр} = \frac{4G_{г}}{\rho_{г} \pi (D_{г}^{патр})^2} = \frac{4 \cdot 43,05}{0,518 \pi \cdot 1,7^2} = 36,63 \text{ м/с};$$

$$w_{выхл} = \frac{4G_{г}}{\rho_{г} \pi D_{выхл}^2} = \frac{4 \cdot 43,05}{0,518 \pi \cdot 2,2^2} = 21,88 \text{ м/с}.$$

5.2.4. Гидравлический расчет

Коэффициенты потерь полного давления при внешнем обтекании воздухом трубок в пучке и при течении продуктов сгорания внутри трубки:

$$\xi_{\text{возд}} = 5,2 \text{Re}_{\text{возд}}^{-0,29} (\psi - 1)^{-0,25} = 5,2 \cdot 16055^{-0,29} \cdot (1,32 - 1)^{-0,25} = 0,417;$$

$$\xi_{\text{г}} = 0,3164 \text{Re}_{\text{г}}^{-0,25} = 0,3164 \cdot 15124^{-0,25} = 0,0285.$$

Рассчитаем составляющие полной потери давления по тракту воздуха:

- линейные потери давления при внешнем обтекании воздухом трубного пучка:

$$\Delta P_{\text{возд}}^{\text{тр}} = z_{\text{возд}} z_{\text{р}} \xi_{\text{возд}} \rho_{\text{возд}} \cdot \frac{w_{\text{возд}}^2}{2} = 4 \cdot 17 \cdot 0,417 \cdot 2,4 \cdot \frac{7^2}{2} = 1667 \text{ Па};$$

- местные потери давления воздуха при поворотах из хода в ход пучка:

$$\Delta P_{\text{возд}}^{\text{пов}} = (z_{\text{возд}} - 1) \zeta_{\text{пов}} \rho_{\text{возд}} \cdot \frac{w_{\text{возд}}^2}{2} = (4 - 1) \cdot 1,5 \cdot 2,4 \cdot \frac{7^2}{2} = 265 \text{ Па},$$

$$\text{где } \zeta_{\text{пов}} = 1,5;$$

- местные потери давления воздуха при внезапном расширении в зоне перехода из патрубка внутрь трубного пучка и при внезапном сужении на выходе:

$$\Delta P_{\text{возд}}^{\text{рс}} = (\zeta_{\text{рас}} + \zeta_{\text{суж}}) \rho_{\text{возд}} \cdot \frac{w_{\text{возд}}^2}{2} = (1 + 1,5) \cdot 2,4 \cdot \frac{7^2}{2} = 147 \text{ Па},$$

$$\text{где } \zeta_{\text{рас}} = 1 \text{ и } \zeta_{\text{суж}} = 1,5.$$

Сумма потерь давления по тракту воздуха:

$$\Delta P_{\text{возд}} = \Delta P_{\text{возд}}^{\text{тр}} + \Delta P_{\text{возд}}^{\text{пов}} + \Delta P_{\text{возд}}^{\text{рс}} = 1667 + 265 + 147 = 2079 \text{ Па}.$$

Относительная потеря давления по тракту воздуха:

$$\delta P_{\text{возд}} = \frac{\Delta P_{\text{возд}}}{P_{\text{возд}}} \cdot 100\% = \frac{2079}{0,395 \cdot 10^6} \cdot 100\% = 0,53\%.$$

Потери давления по тракту продуктов сгорания:

- линейные потери давления при течении продуктов сгорания в трубках:

$$\Delta P_{\Gamma}^{\text{тр}} = \xi_{\Gamma} \rho_{\Gamma} \cdot \frac{L_{\text{полн}}}{d_{\Gamma}} \frac{w_{\Gamma}^2}{2} = 0,0285 \cdot 0,518 \cdot \frac{4,776}{23 \cdot 10^{-3}} \frac{42^2}{2} = 2704 \text{ Па};$$

- местные потери давления продуктов сгорания при внезапном сужении на входе внутрь труб и при внезапном расширении на выходе из них:

$$\Delta P_{\Gamma}^{\text{рс}} = (\zeta_{\text{суж}} + \zeta_{\text{рас}}) \rho_{\Gamma} \cdot \frac{w_{\Gamma}^2}{2} = (1,5 + 1) \cdot 0,518 \cdot \frac{42^2}{2} = 1142 \text{ Па}.$$

Сумма потерь давления по тракту продуктов сгорания:

$$\Delta P_{\Gamma} = \Delta P_{\Gamma}^{\text{тр}} + \Delta P_{\Gamma}^{\text{рс}} = 2704 + 1142 = 3846 \text{ Па}.$$

Относительные потери давления продуктов сгорания:

$$\delta P_{\Gamma} = \frac{\Delta P_{\Gamma}}{P_{\Gamma}} \cdot 100\% = \frac{3846}{0,103 \cdot 10^6} \cdot 100\% = 3,73\%.$$

Находим суммарную относительную потерю давления по трактам регенератора:

$$\delta P_{\Sigma} = \delta P_{\text{возд}} + \delta P_{\Gamma} = 0,5 + 3,73 = 4,23\%.$$

5.3. Тепловой и гидравлический расчет регенератора, разработанного фирмой GEA

В качестве прототипа конструктивной схемы взят трубчатый регенератор фирмы GEA (рис. 2.3). Регенератор состоит из двух секций.

Такой тип конструкции надежен, с высокой стойкостью к термическим напряжениям. Регенератор шестиходовой по воздуху и одноходовой по газу. Воздух движется в межтрубном пространстве, газ — по трубкам. Расположение трубок — по вершинам равностороннего треугольника. Регенератор имеет перегородки типа диск-кольцо, для создания перекрестного обтекания трубок воздухом. Продукты сгорания подаются снизу, проходят по трубкам и выходят в атмосферу. Воздух подается сверху, проходит в межтрубном пространстве вниз и идет в ГТУ.

5.3.1. Исходные данные для расчета регенератора

Приведем исходные данные:

Расход, кг/с:	
воздуха G_v	53,2
газа G_r	54
Давление, кПа:	
воздуха после компрессора P_v	688
продуктов сгорания P_r	106,3
Температура, К:	
воздуха после компрессора T_k	521,8
воздуха после регенератора T_p	734,2
продуктов сгорания T_r	787,3
Размеры трубок, мм:	
наружный диаметр, d_n	26
внутренний диаметр, $d_{вн}$	24
относительный шаг, ψ	1,3

Расположение трубок в шахматном порядке по равностороннему треугольнику. Материал трубок и трубных досок — нержавеющая сталь 1X18Н10Т.

Коэффициент теплопроводности стали

$$\lambda_{тр} = 20 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{С}).$$

Корпуса изготовлены из углеродистой стали Ст3. Допустимое напряжение

$$\sigma_{доп} = 88 \text{ МПа}.$$

5.3.2. Тепловой расчет трубчатого воздухоподогревателя

Определим температуру продуктов сгорания после регенератора (приближенно)

$$\Delta T = T_r - T_p = 787,3 - 734,2 = 53,1 \text{ К};$$

$$T_{г\text{вых}} = T_k + \Delta T = 521,8 + 53,1 = 574,9 \text{ К}.$$

Средняя температура продуктов сгорания

$$T_{г\text{ср}} = \frac{T_r + T_{г\text{вых}}}{2} = \frac{787,3 + 574,9}{2} = 681,1 \text{ К}.$$

Средняя температура воздуха

$$T_{\text{в.ср}} = \frac{T_{\text{к}} + T_{\text{п}}}{2} = \frac{521,8 + 734,2}{2} = 628 \text{ К.}$$

По средним температурам продуктов сгорания и воздуха определяем их теплоемкости:

- теплоемкость продуктов сгорания

$$C_{\text{рг}} = 1,131 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К});$$

- теплоемкость воздуха

$$C_{\text{рв}} = 1,12 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Запишем уравнение теплового баланса

$$Q = G_{\text{в}} C_{\text{рв}} (T_{\text{п}} - T_{\text{к}}) = G_{\text{г}} C_{\text{рг}} (T_{\text{т}} - T_{\text{г.вых}})$$

и выразим из него температуру газа за турбиной:

$$T_{\text{г.вых}} = T_{\text{т}} - \frac{G_{\text{в}} C_{\text{рв}} (T_{\text{п}} - T_{\text{к}})}{G_{\text{г}} C_{\text{рг}}} = 787,3 - \frac{53,2 \cdot 1,12 \cdot (734,2 - 521,8)}{54 \cdot 1,131} = 580 \text{ К.}$$

Рассчитаем среднюю температуру газа

$$T_{\text{г.ср}} = \frac{T_{\text{т}} + T_{\text{г.вых}}}{2} = \frac{787,3 + 580}{2} = 683,7 \text{ К.}$$

Ввиду малости изменения температуры уточнение плотности не нужно.

Определим средние плотности теплоносителей:

- плотность воздуха

$$\rho_{\text{в}} = \frac{P}{R_{\text{в}} T_{\text{в.ср}}} = 3,8 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

где $R_{\text{в}} = 288 \text{ Дж}/\text{кг};$

- плотность продуктов сгорания

$$\rho_{\text{г}} = \frac{P}{R_{\text{г}} T_{\text{г.ср}}} = 0,522 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

где $R_{\text{г}} = 298 \text{ Дж}/\text{кг}.$

Из таблиц определим коэффициенты кинематической вязкости:

- воздуха

$$\nu_{\text{возд}} = 55,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

- продуктов сгорания

$$\nu_{\text{г}} = 60,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Определим коэффициенты теплопроводности:

- воздуха

$$\lambda_{\text{в}} = 0,051 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К});$$

- продуктов сгорания

$$\lambda_{\text{г}} = 0,059 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

Выбираем скорости движения воздуха и продуктов сгорания

$$W_{\text{возд}} = 15 \text{ м/с},$$

$$W_{\text{г}} = 30 \text{ м/с}.$$

Определяем число Рейнольдса:

- для воздуха

$$\text{Re}_{\text{в}} = \frac{W_{\text{в}}(\psi d_{\text{н}})}{\nu_{\text{в}}} = \frac{15 \cdot (1,3 \cdot 0,026)}{55,5 \cdot 10^{-6}} = 9135;$$

- для продуктов сгорания

$$\text{Re}_{\text{г}} = \frac{W_{\text{г}} d_{\text{вн}}}{\nu_{\text{г}}} = \frac{30 \cdot 0,024}{60,4 \cdot 10^{-6}} = 11920.$$

Определяем число Нуссельта:

- для воздуха

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 0,35 \text{Re}_{\text{в}}^{0,6} = 0,35 \cdot 9135^{0,6} = 83,26;$$

- для продуктов сгорания

$$\text{Nu}_{\text{г}} = 0,018 \text{Re}_{\text{г}}^{0,8} = 0,018 \cdot 11920^{0,8} = 32,8.$$

Определяем коэффициент теплоотдачи:

- для воздуха

$$\alpha_{\text{в}} = \frac{\text{Nu}_{\text{в}} \cdot \lambda_{\text{в}}}{d_{\text{н}}} = \frac{34,5 \cdot 0,051}{0,026} = 163,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

- для продуктов сгорания

$$\alpha_{\Gamma} = \frac{\text{Nu}_{\Gamma} \cdot \lambda_{\Gamma}}{d_{\text{в}}} = \frac{32,8 \cdot 0,059}{0,024} = 80,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем коэффициент теплопередачи по формуле для плоской стенки, так как $\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} < 1,5$.

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{возд}}} + \frac{d_{\text{н}} - d_{\text{вн}}}{\lambda_{\text{тр}}} + \frac{1}{\alpha_{\Gamma}}} = \frac{1}{\frac{1}{163,3} + \frac{0,026 - 0,024}{20} + \frac{1}{80,6}} = 55,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определяем температурный напор для противотока с поправочным коэффициентом ε согласно рекомендациям для шестиходового регенератора: при $\varepsilon = 0,946$

$$\Delta T_{\text{cp}} = \varepsilon \cdot \Delta T = 0,946 \cdot 53,1 = 50,2 \text{ К}.$$

Количество теплоты, переданное воздуху продуктами сгорания:

$$Q = G_{\Gamma} C_{\text{рг}} (T_{\Gamma} - T_{\Gamma_{\text{вых}}}) = 54 \cdot 1131 \cdot (787,3 - 580) = 12660,6 \text{ кДж/с}.$$

Необходимая площадь поверхности теплообмена

$$F = Q / (K \cdot \Delta T_{\text{cp}}) = 12660,6 / (55,2 \cdot 50,2) = 4569 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения, необходимая для прохода продуктов сгорания с выбранной скоростью:

$$S_{\Gamma} = \frac{G_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} W_{\Gamma}} = \frac{54}{0,524 \cdot 30} = 3,43 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения, необходимая для прохода воздуха:

$$S_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} W_{\text{в}}} = \frac{53,2}{30,80 \cdot 15} = 0,933 \text{ м}^2.$$

Необходимое количество труб для прохода продуктов сгорания:

$$Z_{\text{тр}} = \frac{S_{\Gamma}}{S_{\text{тр}}} = \frac{4S_{\Gamma}}{\pi d_{\text{в}}^2} = \frac{4 \cdot 3,43}{\pi \cdot 0,024^2} = 7586 \text{ шт}.$$

Длина трубного пучка:

$$L_{\text{тр}} = \frac{F}{\pi d_{\text{ср}} z_{\text{тр}}} = \frac{4569}{\pi \cdot 0,025 \cdot 7586} = 7,67 \text{ м.}$$

Определим диаметр центрального отверстия:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4S_{\text{в}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,933}{\pi}} = 1,09 \text{ м.}$$

Количество кольцевых рядов трубок, убираемых под центральное отверстие:

$$X_{\text{ц}} = \frac{D_{\text{ц}}}{2\psi d_{\text{н}}} - 1 = \frac{1,09}{2 \cdot 1,3} - 1 = 15,2 \text{ рядов.}$$

Принимаем $X_{\text{ц}} = 16$ рядов. Общее количество рядов, необходимое для размещения нужного количества трубок с учетом изъятых,

$$X_0 = 33 \text{ ряда.}$$

Общее число трубок, участвующих в теплообмене, $n_{\text{тр}} = 6624$ шт.

Диаметр дисковой перегородки

$$D_{\text{д}} = 2 \cdot (X_0 + X_{\text{ц}} + 1) \psi = 2 \cdot (33 + 16 + 1) \cdot 1,3 \cdot 0,026 = 3,38 \text{ м.}$$

Исходя из того что площадь внутреннего кольца и площадь наружного кольцевого зазора должны быть равны, определяем внутренний диаметр корпуса регенератора.

Диаметр корпуса регенератора с учетом площади, необходимой для прохода воздуха с принятой скоростью:

$$D_{\text{к}} = \sqrt{4S_{\text{в}}/\pi + D_{\text{д}}^2} = \sqrt{4 \cdot 0,933/3,14 + 3,38^2} = 3,55 \text{ м.}$$

Толщина стенки корпуса регенератора:

$$S_{\text{к}} = P_{\text{в}} D_{\text{к}} / (2\sigma_{\text{доп}}) = 688 \cdot 3,55 / (2 \cdot 88000) = 13,88 \text{ мм.}$$

Принимаем $S_{\text{к}} = 14$ мм.

Диаметр корпуса регенератора с учетом толщины стенки и запаса на загрязнение будет составлять $D_{\text{к}} = 4,093$ м.

В данном теплообменнике при перегородках типа диск-кольцо воздух движется то к центру, то от центра. Следовательно, необходимо произвести уточнение скорости, так как скорости на внешнем и внутреннем диаметре не одинаковые. В связи с тем что длина трубок в ре-

генераторе не должна превышать 2,0–2,5 м, принимаем конструктивно шестиходовой регенератор.

Поскольку длина пучка $L_{\text{тр}} = 7,67$ м, то расстояние между перегородками

$$L_{\text{п}} = L_{\text{тр}} / 6 = 1,28 \text{ м.}$$

Число просветов в межтрубном пространстве:

- в центре $n_{\text{прв}} = 114$;
- на периферии $n_{\text{прн}} = 306$.

Скорость воздуха в межтрубном пространстве:

- в центре

$$W_{\text{в}_\text{б}} = G_{\text{в}} / (\rho_{\text{в}} L_{\text{п}} S_{\text{пр}} n_{\text{прв}}) = 53,2 / (3,8 \cdot 1,28 \cdot 0,007 \cdot 114) = 13,7 \text{ м/с};$$

- на периферии

$$W_{\text{в}_\text{н}} = G_{\text{в}} / (\rho_{\text{в}} L_{\text{п}} S_{\text{пр}} n_{\text{прн}}) = 53,2 / (3,8 \cdot 1,28 \cdot 0,007 \cdot 306) = 5,1 \text{ м/с};$$

- средняя скорость воздуха в пучке

$$W_{\text{ср}} = (W_{\text{в}_\text{б}} + W_{\text{в}_\text{н}}) / 2 = (13,7 + 5,1) / 2 = 9,4 \text{ м/с.}$$

Для значения средней скорости делаем перерасчет параметров:

$$\text{Re}_{\text{в}} = 5846;$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 63,7;$$

$$\alpha_{\text{в}} = 124,95 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$K = 50 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$F = 5043 \text{ м}^2.$$

Для увеличения поверхности теплообмена увеличиваем длину трубок.

Длина трубок

$$L_{\text{тр}} = F / (\pi d_{\text{н}} z_{\text{тр}}) = 8,14 \text{ м.}$$

Находим длину трубок между перегородками

$$L_{\text{п}} = L_{\text{тр}} / 6 = 1,36 \text{ м.}$$

Для данного значения длины выполняем еще раз пересчет параметров.

Для длины трубок $L_{\pi} = 1,36$ м параметры следующие:

$$W_{\text{вв}} = G_{\text{в}} / (\rho_{\text{в}} L_{\pi} S_{\pi} n_{\text{прв}}) = 12,8 \text{ м/с};$$

$$W_{\text{вн}} = G_{\text{в}} / (\rho_{\text{в}} L_{\pi} S_{\pi} n_{\text{прн}}) = 4,8 \text{ м/с};$$

$$W_{\text{ср}} = (W_{\text{вв}} + W_{\text{вн}}) / 2 = 8,8 \text{ м/с};$$

$$\text{Re}_{\text{в}} = 5359;$$

$$\text{Nu}_{\text{в}} = 60,2;$$

$$\alpha_{\text{в}} = 118 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$K = 50 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$$

$$F = 5043 \text{ м}^2;$$

$$L_{\text{тр}} = 8,14 \text{ м};$$

$$L_{\pi} = L_{\text{тр}} / 6 = 1,36.$$

Дальнейшего уточнения скорости движения воздуха не требуется. Заметного изменения параметров не происходит.

5.3.3. Расчет гидравлических потерь в регенераторе

Рассчитываем гидравлическое сопротивление регенератора по воздуху:

$$\Delta P_{\text{в}} = \Delta P_{\text{тр.в}} + \Delta P_{\text{в.местн}},$$

где $\Delta P_{\text{тр.в}}$ — падение давления при сопротивлении трению; $\Delta P_{\text{в.местн}}$ — падение давления на местных сопротивлениях.

Потеря давления по длине от трения рассчитывается по формуле

$$\Delta P_{\text{тр.в}} = \lambda_{\text{тр.в}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}} W_{\text{в}}^2}{2},$$

где $\lambda_{\text{тр.в}}$ — коэффициент сопротивления трению:

$$\lambda_{\text{тр.в}} = (5,4 + 3,4m) \text{Re}_{\text{в}}^{-0,28} = (5,4 + 3,4 \cdot 198) \cdot 969,7^{-0,28} = 98,9 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$

где $m = zX_0 = 6 \cdot 33 = 198$.

Следовательно, потеря давления

$$\Delta P_{\text{тр.в}} = 98,9 \cdot \frac{3,8 \cdot 6,9^2}{2} = 8946,3 \text{ Па.}$$

Потеря давления на местном сопротивлении определяется по формуле

$$\Delta P_{\text{местн}} = \zeta_{\text{м.с}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}} W_{\text{в}}^2}{2},$$

где $\zeta_{\text{м.с}}$ — коэффициент местного сопротивления.

Местные сопротивления складываются из следующих сопротивлений.

Потери во входной камере:

- скорость во входной камере $W_{\text{в}} = 20 \text{ м/с}$;
- плотность воздуха на входе $\rho_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}}}{R_{\text{в}} \cdot T_{\text{к}}} = \frac{688 \cdot 10^3}{288 \cdot 521,8} = 4,58 \text{ кг/м}^3$;

$$\Delta P_{\text{местн}} = \zeta_{\text{м.с}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}} W_{\text{в}}^2}{2} = 1,5 \cdot \frac{4,58 \cdot 20^2}{2} = 1374 \text{ Па.}$$

Потери при входе в межтрубное пространство и выходе из него:

- скорость на периферии пучка $W_{\text{п}} = 10,1 \text{ м/с}$;
- скорость в центре пучка $W_{\text{ц}} = 3,7 \text{ м/с}$;
- коэффициент местного сопротивления при входе в пучок $\zeta_{\text{вх}} = 1,5$;
- коэффициент местного сопротивления при выходе из пучка $\zeta_{\text{вых}} = 1$.

Воздух на всем пути испытывает два входа и два выхода в центре, два входа и два выхода на периферии.

Потеря давления при входе в центре:

$$\Delta P_{\text{цвх}} = 1,5 \cdot \frac{4,58 \cdot 3,7^2 \cdot 3}{2} = 141 \text{ Па.}$$

Потеря давления при выходе в центре:

$$\Delta P_{\text{цвых}} = 1 \cdot \frac{4,58 \cdot 3,7^2 \cdot 3}{2} = 94 \text{ Па.}$$

Потеря давления при входе на периферии:

$$\Delta P_{\text{пвх}} = 1,5 \cdot \frac{4,58 \cdot 10,1^2 \cdot 3}{2} = 1051,2 \text{ Па.}$$

Потеря давления при выходе на периферии:

$$\Delta P_{\text{П}_{\text{вых}}} = 1 \cdot \frac{4,58 \cdot 10,1^2 \cdot 3}{2} = 700 \text{ Па.}$$

Потери давления имеют место при огибании трубных перегородок как у центра, так и на периферии.

Поток два раза огибает диск и три раза кольцо.

Коэффициент местного сопротивления потери давления при огибании перегородки $\zeta_{\text{ог}} = 0,5$.

$$\Delta P_{\text{ог}_{\text{периф}}} = 0,5 \cdot \frac{4,58 \cdot 10,1^2 \cdot 2}{2} = 233,6 \text{ Па,}$$

$$\Delta P_{\text{ог}_{\text{центр}}} = 0,5 \cdot \frac{4,48 \cdot 3,7^2 \cdot 3}{2} = 39 \text{ Па.}$$

Выходная камера:

- скорость воздуха в выходной камере $W_{\text{в}} = 20 \text{ м/с}$;
- плотность воздуха на выходе $\rho_{\text{в}} = \frac{P_{\text{в}}}{R_{\text{в}} T_{\text{п}}} = 3,2 \text{ кг/м}^3$;
- коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{м.с}} = 1,5$.

$$\Delta P_{\text{меш}}^{\text{вых}} = \frac{\zeta_{\text{м.с}} \rho_{\text{в}} W_{\text{в}}^2}{2} = \frac{1,5 \cdot 3,2 \cdot 20^2}{2} = 960 \text{ Па.}$$

Общие гидравлические потери по воздушному тракту равны сумме потерь по длине и потерь на местных сопротивлениях:

$$\begin{aligned} \Delta P_{\text{в}} &= \Delta P_{\text{в.тр}} + \Delta P_{\text{местн}}^{\text{вх}} + \Delta P_{\text{ц}_{\text{вх}}} + \Delta P_{\text{ц}_{\text{вых}}} + \\ &+ \Delta P_{\text{п}_{\text{вх}}} + \Delta P_{\text{п}_{\text{вых}}} + \Delta P_{\text{ог}_{\text{центр}}} + \Delta P_{\text{ог}_{\text{периф}}} + \Delta P_{\text{местн}}^{\text{вых}} = \\ &= 8946,3 + 1374 + 141 + 94 + 1051,2 + 700 + 233,6 + 39 + 960 = 13539,1 \text{ Па.} \end{aligned}$$

Рассчитаем, сколько процентов составляют потери

$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{\text{в}}}{P_{\text{в}}} \cdot 100\% = \frac{13539,1}{688000} \cdot 100 = 1,97 \text{ \%}.$$

Рассчитаем гидравлические потери по газовому тракту.

Гидравлические потери по газу складываются из потерь по длине на трение, а также потери на местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{\text{г}} = \Delta P_{\text{тр.г}} + \Delta P_{\text{местн.г}}$$

Потери на трение

$$\Delta P_{\text{тр.г}} = \frac{\lambda_{\text{тр.г}} L_{\text{тр}} \rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{2d_{\text{в}}},$$

где

$$\lambda_{\text{тр.г}} = \frac{0,3416}{\text{Re}^{0,25}} = \frac{0,3416}{13907^{0,25}} = 0,0315 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}).$$

$$\Delta P_{\text{тр.г}} = \frac{0,0315 \cdot 9,42 \cdot 0,524 \cdot 30^2}{2 \cdot 0,024} = 2915,4 \text{ Па}.$$

Потери во входной камере:

- скорость газа во входной камере $W_{\text{г}} = 20 \text{ м/с}$;
- коэффициент сопротивления $\zeta_{\text{м.с}} = 1,5$;
- плотность газа на входе $\rho_{\text{г}} = \frac{P_{\text{г}}}{R_{\text{г}} T_{\text{г}}} = 0,45 \text{ кг/м}^3$.

$$\Delta P_{\text{местн}} = \frac{\zeta_{\text{м.с}} \rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{2} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 20^2}{2} = 135 \text{ Па}.$$

Потери при входе в трубное пространство и выходе из него:

- коэффициент местного сопротивления при входе в пучок $\zeta_{\text{вх}} = 1,5$;
- коэффициент местного сопротивления при выходе из пучка $\zeta_{\text{вых}} = 1$;
- плотность газа на выходе $\rho_{\text{г}} = \frac{P_{\text{г}}}{R_{\text{г}} T_{\text{г.вых}}} = 0,62 \text{ кг/м}^3$;

$$\Delta P_{\text{г.вх}} = \frac{\zeta_{\text{м.с}} \rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{2} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 30^2}{2} = 303,8 \text{ Па};$$

$$\Delta P_{\text{г.вых}} = \frac{\zeta_{\text{м.с}} \rho_{\text{г}} W_{\text{г}}^2}{2} = \frac{1 \cdot 0,62 \cdot 30^2}{2} = 279 \text{ Па}.$$

Общие гидравлические потери по газовому тракту равны сумме потерь по длине и потерь на местных сопротивлениях:

$$\Delta P_{\text{г}} = \Delta P_{\text{тр.г}} + \Delta P_{\text{месн}} + \Delta P_{\text{г.вх}} + \Delta P_{\text{г.вых}} = 2915,4 + 135 + 303,8 + 279 = 3633,2 \text{ Па}.$$

Рассчитаем сколько процентов составляют потери:

$$\Delta P_{\%} = \frac{\Delta P_{\text{г}}}{P_{\text{г}}} \cdot 100\% = \frac{3633,2}{106300} \cdot 100 = 3,4 \text{ \%}.$$

5.3.4. Расчет массы регенератора

Основную часть массы регенератора составляет трубный пучок и корпус рекуператора. Поэтому приближенно массу рекуператора можно рассчитать, определив массу трубного пучка и массу корпуса регенератора.

Масса трубного пучка

$$m_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \rho_{\text{тр}},$$

где $V_{\text{тр}}$ — объем трубок; $\rho_{\text{тр}}$ — плотность материала, из которого изготовлены трубки, $\rho_{\text{тр}} = 7800 \text{ кг/м}^3$.

Объем трубного пучка:

$$V_{\text{тр}} = \left(\frac{\pi d_{\text{н}}^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{в}}^2}{4} \right) L_{\text{тр}}^{\Sigma} n = \left(\frac{\pi \cdot 0,026^2}{4} - \frac{\pi \cdot 0,024^2}{4} \right) \cdot 9,69 \cdot 6624 = 5,04 \text{ м}^3,$$

где $L_{\text{тр}}^{\Sigma}$ — длина трубного пучка с учетом длины в перегородках и трубных досках.

Тогда $m_{\text{тр}} = V_{\text{тр}} \rho_{\text{тр}} = 5,04 \cdot 7800 = 39312 \text{ кг}$.

Масса корпуса

$$m_{\text{к}} = V_{\text{к}} \rho_{\text{к}},$$

где $V_{\text{к}}$ — объем, занимаемый материалом корпуса.

Тогда

$$m_{\text{к}} = \left(\frac{\pi D_{\text{нк}}^2}{4} - \frac{\pi D_{\text{вк}}^2}{4} \right) L_{\text{к}} \rho_{\text{к}} = \left(\frac{\pi \cdot 3,716^2}{4} - \frac{\pi \cdot 3,7^2}{4} \right) \cdot 14040 \cdot 7800 = 10205 \text{ кг}.$$

Масса регенератора составляет (без учета массы трубных досок, кольцевых и дисковых перегородок):

$$M_{\text{р}} = m_{\text{тр}} + m_{\text{к}} = 39312 + 10205 = 49517 \text{ кг}.$$

6. Формулирование принципов метода малых отклонений

Сущность метода малых отклонений [13] состоит в следующем: если дана функция многих переменных (аргументов)

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n),$$

то ее дифференциал записывается в виде

$$dy = \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \partial x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \partial x_2 + \frac{\partial y}{\partial x_3} \cdot \partial x_3 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \partial x_n.$$

Аргументы сами могут быть функциями других переменных и между ними могут существовать параметрические связи. Тогда такое упрощенное выражение должно быть развернуто в соответствии с функциональными зависимостями по правилам составления дифференциалов для сложных функций.

При малых изменениях функции и ее аргументов их дифференциалы можно заменить малыми приращениями (абсолютными изменениями) и записать приближенно равенства $dy \approx \Delta y$; $dx_i = \Delta x_i$, тогда

$$\Delta y \approx \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \Delta x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \Delta x_2 + \frac{\partial y}{\partial x_3} \cdot \Delta x_3 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \Delta x_n.$$

Вводя малые относительные изменения функции и ее переменных (малые отклонения) в окрестности некоторой точки из области изменения аргументов

$$\delta y = \frac{\Delta y}{y_0}, \delta x_1 = \frac{\Delta x_1}{x_{10}}, \delta x_2 = \frac{\Delta x_2}{x_{20}}, \delta x_3 = \frac{\Delta x_3}{x_{30}}, \dots, \delta x_n = \frac{\Delta x_n}{x_{n0}},$$

где $y_0, x_{10}, x_{20}, x_{30}, \dots, x_{n0}$ — номинальные значения функции и аргументов, после преобразований получим

$$\delta y \approx \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{x_{1o}}{y_o} \cdot \delta x_1 + \frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \frac{x_{2o}}{y_o} \cdot \delta x_2 + \frac{\partial y}{\partial x_3} \cdot \frac{x_{3o}}{y_o} \cdot \delta x_3 + \dots + \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{x_{no}}{y_o} \cdot \delta x_n.$$

Множители перед относительными изменениями аргументов называют коэффициентами влияния аргументов на функцию. Для них вводятся обозначения

$$K_{x_1 \rightarrow y} = \frac{\partial y}{\partial x_1} \cdot \frac{x_{1o}}{y_o}, K_{x_2 \rightarrow y} = \frac{\partial y}{\partial x_2} \cdot \frac{x_{2o}}{y_o}, K_{x_3 \rightarrow y} = \frac{\partial y}{\partial x_3} \cdot \frac{x_{3o}}{y_o}, \dots, K_{x_n \rightarrow y} = \frac{\partial y}{\partial x_n} \cdot \frac{x_{no}}{y_o}.$$

Тогда связь малых отклонений функции с малыми отклонениями ее аргументов запишем в виде

$$\delta y \approx K_{x_1 \rightarrow y} \cdot \delta x_1 + K_{x_2 \rightarrow y} \cdot \delta x_2 + K_{x_3 \rightarrow y} \cdot \delta x_3 + \dots + K_{x_n \rightarrow y} \cdot \delta x_n.$$

Малые относительные отклонения чаще всего выражаются в процентах от номинальных значений функции и аргументов. Тогда коэффициенты влияния своим численным значением показывают, на сколько процентов изменится функция при изменении аргументов на один процент. Величины отклонений параметров-функций при отклонении параметров-аргументов своим численным значением показывают не только, насколько процентов изменится функция при изменении аргумента на один процент, но и направление изменений функции. Метод малых отклонений основывается на простоте и наглядности выявления не только качественных, но и количественных взаимосвязей между параметрами объекта исследования.

Поскольку речь идет о малых отклонениях, то необходимо сказать о пределах применения данного метода. Разные источники указывают на разные значения, которые могут выступать в качестве предела применения метода малых отклонений. Обычно считается, что отклонение аргумента на $\pm(5...10)\%$ от номинальных значений является предельным значением, при котором применим метод малых отклонений [11, 14].

7. Методика расчета коэффициентов влияния для трубчатого регенератора

Формулы для коэффициентов влияния получают [11] путем аналитических преобразований известных соотношений, описывающих связи между параметрами, характеризующими процессы в анализируемом оборудовании: балансовые уравнения для расходов и мощностей, геометрические соотношения между размерами, определения критериев качества работы оборудования, свойства рабочих тел и т. п. Как правило, такие преобразования весьма громоздки. Необходимо принять упрощения и ограничения для облегчения дальнейших аналитических преобразований. При этом имеются некоторые трудности в ситуациях, когда связи выражаются не аналитически, а в виде таблицы, графиков или алгоритмов. Эти затруднения могут быть преодолены путем построения аппроксимирующих формул. При использовании в расчете трубчатого регенератора алгоритмических методов расчета конечных температур возникают серьезные затруднения, поскольку в этом случае невозможно напрямую произвести аналитическое вычисление частных производных.

По выведенным формулам, задавая номинальными значениями аргументов, можно вычислить коэффициенты влияния для любой их совокупности. Коэффициенты влияния сводятся в таблицы.

Другой, менее общий, метод получения коэффициентов влияния — вычисление их по имеющейся САПР-модели изучаемого объекта путем проведения серий численных экспериментов на ЭВМ. Здесь при задании абсолютного изменения аргумента от номинального значения вычисляется его новая величина, по которой вычисляется новое значение функции, а по нему определяется ее абсолютное значение. Затем вычисляются относительные изменения функции и аргумента. Далее путем деления полученного относительного изменения функции на относительное изменение аргумента вычисляется коэффициент

влияния. Естественно, что при наличии САПР-модели с подсистемой для теплогидравлических расчетов и доступности ЭВМ в использовании такой методики нет необходимости, однако накопленная база коэффициентов влияния обеспечивает проявление сильных качеств метода малых отклонений — быстроту, простоту и наглядность оценок.

Параметры-аргументы модели можно разделить на две группы — конструктивные и режимные.

В качестве конструктивных параметров-аргументов (см. рис. 5.2 и 5.3) приняты:

- высота секции регенератора h , м;
- ширина элемента секции a , м;
- активная длина трубы $L_{\text{тр}}^{\text{акт}}$;
- наружный диаметр трубы d_n ;
- толщина стенки трубы $\delta_{\text{тр}}$;
- поперечный шаг труб S_1 ;
- продольный шаг труб S_2 .

В качестве режимных параметров-аргументов принимаются:

- температура воздуха на входе в регенератор $t'_в$;
- расход воздуха $G_в$;
- давление воздуха $P_в$;
- температура продуктов сгорания на входе в регенератор $t'_г$;
- расход продуктов сгорания $G_г$;
- давление продуктов сгорания $P_г$.

Параметры-функции модели регенератора также можно разделить на две группы — конструктивные и режимные.

Конструктивные параметры-функции:

- число труб $n_{\text{тр}}$;
- масса труб $M_{\text{тр}}$;
- поверхность теплообмена регенератора F .

Режимные параметры-функции:

- температура воздуха на выходе из регенератора $t''_в$;
- температура продуктов сгорания на выходе из регенератора $t''_г$;
- теплопроизводительность регенератора Q ;
- коэффициент теплоотдачи воздуха $\alpha_в$;
- коэффициент теплоотдачи продуктов сгорания $\alpha_г$;
- коэффициент теплопередачи k ;

- суммарное проходное сечение тракта воздуха S_B ;
- суммарное проходное сечение тракта продуктов сгорания S_r ;
- скорость воздуха W_B ;
- скорость продуктов сгорания W_r ;
- степень регенерации r ;
- потеря давления воздуха Δp_B ;
- потеря давления продуктов сгорания Δp_r .

Коэффициенты влияния рассчитывались в двух формах:

- собственно коэффициенты влияния;
- в виде относительных изменений параметров-функций при отклонении параметров-аргументов в некотором диапазоне.

Коэффициенты влияния рассчитывались по следующей формуле

$$K_{x_i \rightarrow y_i} = \frac{y_i - y_0}{x_i - x_0} \cdot \frac{x_0}{y_0}, \quad (7.1)$$

где x_0 — номинальное значение параметра-аргумента; Δx_i — приращение значения параметра-аргумента; x_i — значение параметра-аргумента с отклонением от номинального значения, $x_i = x_0 + \Delta x_i$; y_0 — номинальное значение параметра-функции; Δy_i — приращение значения параметра-функции; y_i — значение параметра-функции при отклонении от номинального значения, $y_i = y_0 + \Delta y_i$.

Формула, по которой рассчитывались величины отклонений параметров-функций при отклонении параметров-аргументов, имеет вид

$$\delta y_i = \frac{y_i - y_0}{y_0} \cdot 100, \%. \quad (7.2)$$

Порядок расчета коэффициентов влияния и величин отклонения параметров-функций при отклонении параметров-аргументов следующий:

- выполняется расчет номинального режима регенератора;
- задается положительное отклонение приращения одного из параметров-аргументов, значения всех остальных параметров-аргументов остаются прежними;
- выполняется расчет регенератора с измененным значением параметра-аргумента;
- по формуле (7.1) вычисляются коэффициенты влияния;
- по формуле (7.2) вычисляются величины отклонений параметров-функций при отклонении параметров-аргументов;

- задается отрицательное отклонение приращения одного из параметров-аргументов, значения всех остальных параметров-аргументов остаются прежними;
- выполняется расчет регенератора с измененным значением параметра-аргумента;
- по формуле (7.1) вычисляются коэффициенты влияния;
- по формуле (7.2) вычисляются величины отклонений параметров-функций при отклонении параметров-аргументов.

Такая последовательность вычислений повторяется для всех параметров-аргументов, приведенных выше.

При задании отклонения параметра-аргумента на $\pm 1\%$ величины отклонений параметров-функций совпадают с коэффициентами влияния.

При задании отклонения параметра-аргумента на другую величину ($\pm 2, \pm 6\%$) необходимо пересчитать величины отклонений на $\pm 1\%$, тогда рассчитанные изменения величин отклонений также совпадут с коэффициентами влияния. Это выполняется следующим образом: значения величин отклонений параметров-функций делим на 2 или соответственно на 6.

Использованный библиографический список

1. Бажан П. И. Справочник по теплообменным аппаратам / П. И. Бажан, Г. Е. Каневец, В. М. Селиверстов. — Москва : Машиностроение, 1989. — 567 с.
2. Ольховский Г. Г. Тепловые испытания газотурбинных установок / Г. Г. Ольховский. — Москва : Энергия, 1971. — 408 с.
3. Ольховский Г. Г. Энергетические газотурбинные установки / Г. Г. Ольховский. — Москва : Энергоатомиздат, 1985. — 304 с.
4. Regenerators for Gas Turbine Applications // GEA — Information. — 1981. — 8 p.
5. Регенераторы для газоперекачивающих станций : каталог. — Подольск : Подольский машиностроительный завод, 1997. — 4 с.
6. Орберг А. Н. Модульный воздухоподогреватель для ГПА ГТК-10-4 / А. Н. Орберг, В. В. Виноградов, С. И. Третьяков // Газовая промышленность. — 2001. — № 5. — С. 78–79.
7. Берман С. С. Расчет теплообменных аппаратов / турбоустановок / С. С. Берман. — Москва ; Ленинград : Энергоиздат, 1962. — 240 с.
8. Исаченко В. П. Теплопередача / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. — Москва : Энергия, 1975. — 488 с.
9. Опыт внедрения трубчатых регенераторов на КС / В. В. Виноградов, А. Н. Орберг, В. Б. Сударев, Е. П. Шевченко // Газовая промышленность. — 2002. — № 11. — С. 69–71.
10. Юдин В. Ф. Теплообмен поперечнооребрённых труб / В. Ф. Юдин. — Ленинград : Машиностроение, 1982. — 189 с.
11. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И. Е. Идельчик ; под ред. М. О. Штейнберга. — 3-е изд., перераб. и доп. — Москва : Машиностроение, 1992. — 672 с.
12. Жукаускас А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. — Москва : Наука, 1982. — 472 с.

13. Теплообменники энергетических установок : учебник для вузов. К. Э. Аронсон [и др.] ; под ред. проф., д-ра техн. наук Ю. М. Бродова. — Екатеринбург : Изд-во «Сократ», 2002. — 968 с.
14. Погодин С. И. Применение метода малых отклонений для расчета и анализа рабочего процесса транспортных газотурбинных двигателей / С. И. Погодин. — Москва : ЦНИИ информации, 1977. — 296 с.
15. Щуровский В. А. Газотурбинные газоперекачивающие агрегаты / В. А. Щуровский, Ю. А. Зайцев. — Москва : Недра, 1994. — 192 с.
16. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеев. — Москва : Энергия, 1973. — 320 с.

Оглавление

1. Назначение регенераторов в схеме газотурбинной установки	3
2. Обзор конструкций регенераторов ГТУ	6
3. Обзор методик теплогидравлического расчета	21
3.1. Обзор расчета теплообмена в трубчатых регенераторах	21
3.2. Обзор методик расчета гидравлических сопротивлений в трубчатых регенераторах	23
4. Свойства теплоносителей ГТУ	26
5. Алгоритм поверочного расчета трубчатого регенератора	28
5.1. Тепловой и гидравлический расчет трубчатого регенератора с коридорной компоновкой трубного пучка при работе в номинальном режиме	28
5.1.1. Исходные данные	28
5.1.2. Расчет теплофизических свойств теплоносителей	31
5.1.3. Тепловой расчет трубчатого регенератора	33
5.1.4. Гидравлический расчет трубчатого регенератора	36
5.1.5. Оценка массы трубчатого регенератора	45
5.2. Тепловой и гидравлический расчет регенератора РВП-3600, разработанного Подольским машиностроительным заводом	48
5.2.1. Тепловой расчет регенератора	49
5.2.2. Конструкторский расчет	53

5.2.3. Компоновка трубчатого регенератора.....	54
5.2.4. Гидравлический расчет	57
5.3. Тепловой и гидравлический расчет регенератора, разработанного фирмой GEA.....	58
5.3.1. Исходные данные для расчета регенератора.....	59
5.3.2. Тепловой расчет трубчатого воздухоподогревателя.....	59
5.3.3. Расчет гидравлических потерь в регенераторе.....	65
5.3.4. Расчет массы регенератора	69
6. Формулирование принципов метода малых отклонений.....	70
7. Методика расчета коэффициентов влияния для трубчатого регенератора	72
Используемый библиографический список.....	76

Учебное издание

Горюнова Ирина Юрьевна
Ларионов Илья Дмитриевич

РЕГЕНЕРАТОРЫ ГТУ

Редактор И. В. Коршунова
Верстка О. П. Игнатьевой

Подписано в печать 23.11.2017. Формат 70×100/16.
Бумага офсетная. Цифровая печать. Усл. печ. л. 6,5.
Уч.-изд. л. 4,22. Тираж 50 экз. Заказ 315

Издательство Уральского университета
Редакционно-издательский отдел ИПЦ УрФУ
620049, Екатеринбург, ул. С. Ковалевской, 5
Тел.: +7 (343) 375-48-25, 375-46-85, 374-19-41
E-mail: rio@urfu.ru

Отпечатано в Издательско-полиграфическом центре УрФУ
620083, Екатеринбург, ул. Тургенева, 4
Тел.: +7 (343) 358-93-06, 350-58-20, 350-90-13
Факс: +7 (343) 358-93-06
<http://print.urfu.ru>

